

# 几何量公差与检测

(第 五 版)

甘永立 主编



A0946538

上海科学技术出版社

## 内 容 提 要

《几何量公差与检测》课程即《互换性与测量技术基础》课程。

本书第五版仍遵循“打好基础、精选内容、逐步更新、利于教学”的教材编写原则,采用我国新的公差标准,进一步修改了和更新了第四版的内容,力求按教学规律阐述本门学科的基本知识,便于自学。

本书共分绪论,几何量测量基础,孔、轴公差与配合,形状和位置公差与检测,表面粗糙度及其检测,滚动轴承的公差与配合,孔与轴的检测,圆锥公差与检测,圆柱螺纹公差与检测,圆柱齿轮公差与检测,键和花键的公差与检测,尺寸链等12章。本书概念阐述清楚,内容安排紧凑,难点分析细腻,重点加强应用。以圆柱齿轮减速器主要零件各项公差的确定贯穿全书始终。各章均酌量配置了习题和讲课、解题所需的公差表格,以配合教学的需要。

本书供高等院校机械类各专业师生在教学中使用,也可作为继续教育院校机械类各专业的教材,以及供从事机械设计、机械制造、标准化、计量测试等工作的工程技术人员参考。

## 本书第二版获

### 第二届全国高等学校机电类专业优秀教材二等奖

## 图书在版编目(CIP)数据

几何量公差与检测/甘永立主编.—5版.—上海:  
上海科学技术出版社,2001.4  
ISBN 7-5323-5767-8

I.几... II.甘... III.①机械元件-互换性②机械元件-测量-技术 IV.TG801

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2001)第 11589 号

上海科学技术出版社出版发行

(上海瑞金二路 450 号 邮政编码 200020)

上海新华印刷厂印刷 新华书店上海发行所经销

2001 年 4 月第 1 版 2001 年 4 月第 1 次印刷

开本 787×1092 1/16 印张 18.75 字数 440 000

印数 230 301-238 300 定价: 29.80 元

本书如有缺页、错装或坏损等严重质量问题,  
请向本社出版科联系调换

# 第一章 绪 论

## § 1 互换性与公差

### 一、互换性与公差的概念和作用

互换性的概念在日常生活中到处都能遇到。例如,灯泡坏了,可以换个新的。自行车、缝纫机、钟表的零部件坏了,也可以换个新的。其所以这样方便,是因为这些合格的产品和零部件具有在尺寸、功能上能够彼此互相替换的性能,即它们具有互换性。广义地说,互换性是指一种产品、过程或服务代替另一产品、过程或服务能满足同样要求的能力。

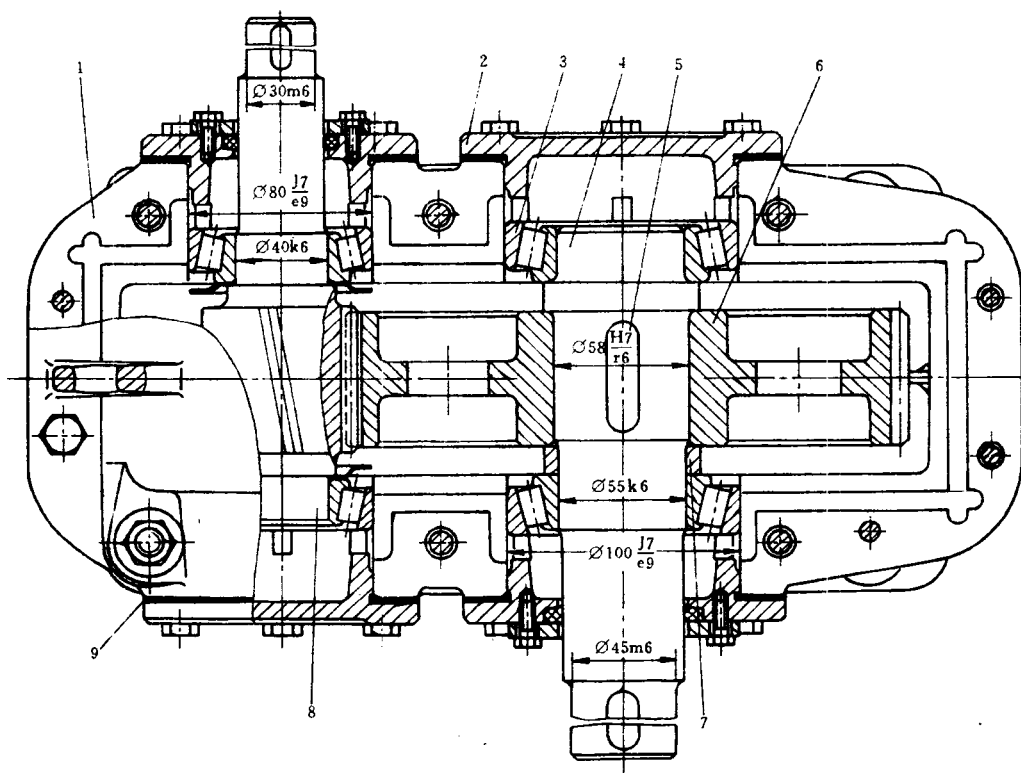


图 1-1 圆柱齿轮减速器

机械工业生产中,经常要求产品的零部件具有互换性。什么叫机械产品零部件的互换性呢?参看图 1-1 所示的圆柱齿轮减速器,它由箱体 1、端盖(轴承盖)2、滚动轴承 3、输出轴 4、键 5、齿轮 6、轴套 7、齿轮轴 8、垫片 9 和挡油环、螺钉等许多零部件组成,而这些零部件是分别由不同的工厂和车间制成的。装配减速器时,在制成的同一规格零部件中任取一件,若不

需经过任何挑选或修配,便能与其他零部件安装在一起而成一台减速器,并且能够达到规定的功能要求,则说这样的零部件具有互换性。零部件的互换性就是同一规格零部件按规定的技术要求制造,能够彼此相互替换使用而效果相同的性能。

加工零件的过程中,由于种种因素的影响,零件各部分的尺寸、形状、方向和位置以及表面粗糙度等几何量难以达到理想状态,总是有或大或小的误差。但从零件的功能看,不必要要求零件几何量制造得绝对准确,只要求零件几何量在某一规定范围内变动,保证同一规格零件彼此充分近似。这个允许变动的范围叫做公差。

设计时要规定公差,而加工时会产生误差,因此要使零件具有互换性,就应把完工零件的误差控制在规定的公差范围内。设计者的任务就在于正确地确定公差,并把它在图样上明确表示出来。这就是说,互换性要用公差来保证。显然,在满足功能要求的前提下,公差应尽量规定得大些,以获得最佳的技术经济效益。

零部件的互换性应包括几何量、机械性能和理化性能等方面的互换性。本课程仅讨论几何量的互换性及与之联系的几何量公差和检测。

互换性在机器制造业中有什么作用?

在设计方面,零部件具有互换性,就可以最大限度地采用标准件、通用件和标准部件,大大简化绘图和计算等工作,缩短设计周期,有利于计算机辅助设计和产品品种的多样化。

在制造方面,互换性有利于组织专业化生产,有利于采用先进工艺和高效率的专用设备,以至采用计算机辅助制造,有利于实现加工过程和装配过程机械化、自动化,从而可以提高劳动生产率,提高产品质量,降低生产成本。

在使用和维修方面,零部件具有互换性,可以及时更换那些已经磨损或损坏了的零部件(如减速器中的滚动轴承),因此可以减少机器的维修时间和费用,保证机器能连续而持久地运转,从而提高机器的使用价值。

总之,互换性在提高产品质量和可靠性、提高经济效益等方面均具有重大的意义。互换性原则已成为现代机器制造业中一个普遍遵守的原则。互换性生产对我国社会主义现代化建设具有十分重要的意义。但是,应当指出,互换性原则不是在任何情况都适用。有时,只有采取单个配制才符合经济原则,这时零件虽不能互换,但也存在公差与检测的要求。

## 二、互换性的种类

在不同的场合,零部件互换的形式和程度有所不同。因此,互换性可分为完全互换性和不完全互换性两类。

完全互换性简称互换性,完全互换性以零部件装配或更换时不需要挑选或修配为条件。例如,对一批孔和轴装配后的间隙要求控制在某一范围内,据此规定了孔和轴的尺寸允许变动范围。孔和轴加工后只要符合设计的规定,则它们就具有完全互换性。

不完全互换性也称为有限互换性,在零部件装配时允许有附加的选择或调整。不完全互换性可以用分组装配法、调整法或其他方法来实现。

分组装配法是这样一种措施:当机器上某些部位的装配精度要求很高时,例如孔与轴间的间隙装配精度要求很高,即间隙变动量要求很小时,若要求孔和轴具有完全互换性,则孔和轴的尺寸公差就要求很小,这将导致加工困难。这时,可以把孔和轴的尺寸公差适当放大,



以便于加工。将制成的孔和轴按实际尺寸的大小各分成若干组,使每组内零件(孔、轴)的尺寸差别比较小。然后,把对应组的孔和轴进行装配,即大尺寸组的孔与大尺寸组的轴装配,小尺寸组的孔与小尺寸组的轴装配,从而达到装配精度要求。采用分组装配时,对应组内的零件可以互换,而非对应组之间则不能互换,因此零件的互换范围是有限的。

调整法也是一种保证装配精度的措施。调整法的特点是在机器装配或使用过程中,对某一特定零件按所需要的尺寸进行调整,以达到装配精度要求。例如,图 1-1 所示减速器中端盖与箱体间的垫片的厚度在装配时作调整,使轴承的一端与端盖的底端之间预留适当的轴向间隙,以补偿温度变化时轴的微量伸长,避免轴在工作时弯曲。

一般说来,对于厂际协作,应采用完全互换性。至于厂内生产的零部件的装配,可以采用不完全互换法。

## § 2 标准化与优先数系

### 一、标准化

现代工业生产的特点是规模大、分工细、协作单位多、互换性要求高。为了适应生产中各部门的协调和各生产环节的衔接,必须有一种手段,使分散的、局部的生产部门和生产环节保持必要的技术统一,成为一个有机的整体,以实现互换性生产。标准与标准化正是联系这种关系的主要途径和手段。标准化是互换性生产的基础。

所谓标准是指为了在一定的范围内获得最佳秩序,对活动或其结果规定共同的和重复使用的规则、导则或特性的文件。该文件应以科学、技术和经验的综合成果为基础,以促进最佳社会效益为目的,还要经协商一致制定并经一个公认机构的批准。

所谓标准化是指为了在一定的范围内获得最佳秩序,对实际的或潜在的问题制定共同的和重复使用的规则的活动。标准化工作包括制定标准、发布标准、组织实施标准和对标准的实施进行监督的全部活动过程。这个过程是从探索标准化对象开始,经调查、实验和分析,进而起草、制定和贯彻标准,而后修订标准。因此,标准化是个不断循环而又不断提高其水平的过程。标准化的重要意义在于改进产品、过程和服务的适用性,防止贸易壁垒,并促进技术合作。

根据我国《标准化法》的规定,按标准的使用范围将其分为国家标准、行业标准、地方标准和企业标准。对需要在全国范围内统一的技术要求,应当制定国家标准。对没有国家标准而又需要在全国某个行业范围内统一的技术要求,可以制定行业标准,但在公布相应的国家标准之后,该项行业标准即行废止。对没有国家标准和行业标准而又需要在省、自治区、直辖市范围内统一的工业产品的安全、卫生要求,可以制定地方标准,但在公布相应的国家标准或者行业标准之后,该项地方标准即行废止。企业生产的产品没有国家标准和行业标准的,应当制定企业标准,作为组织生产的依据;已有国家标准或者行业标准的,企业还可以制定严于国家标准或者行业标准的企业标准,在企业内部使用。按标准的法律属性将国家标准、行业标准分为强制性标准和推荐性标准。保障人体健康,人身、财产安全的标准和法律、行政法规规定强制执行的标准是强制性标准,其他标准是推荐性标准。

按标准的作用范围,标准分为国际标准、区域标准、国家标准、地方标准和试行标准。前四者分别为国际标准化的标准组织、区域标准化的标准组织、国家标准机构、在国家的某个地区一级所通过并发布的标准。试行标准是指由某个标准化机构临时采用并公开发布的文

件,以便在使用中获得必要作为标准依据的经验。

按标准化对象的特性,标准分为基础标准、产品标准、方法标准、安全标准、卫生标准、环境保护标准等。基础标准是指在一定范围内作为其他标准的基础并普遍使用,具有广泛指导意义的标准,如极限与配合标准、形状和位置公差标准、渐开线圆柱齿轮精度标准等。

有了标准,并且标准得到正确地贯彻实施,就可以改进产品质量,缩短生产周期,便于开发新产品和协作配套,提高社会效益,发展社会主义市场经济和对外贸易。而标准化是组织现代化大生产的重要手段,是联系设计、生产和使用等方面的纽带,是科学管理的重要组成部分。

标准化不是当今才有的,早在人类开始创造工具时代就已出现。它是社会生产劳动的产物。在近代工业兴起和发展的过程中,标准化日益显得重要起来。在 19 世纪,标准化的应用就十分广泛,尤其在国防、造船、铁路运输等行业中的应用更为突出。20 世纪初,一些资本主义国家相继成立全国性的标准化组织机构,推进了本国的标准化事业。以后由于生产的发展,国际交流越来越频繁,因而出现了地区性和国际性的标准化组织。1926 年成立了国际标准化协会(简称 ISA)。第二次世界大战后,1947 年重建国际标准化协会,改名为国际标准化组织(简称 ISO)。现在,这个世界上最大的标准化组织已成为联合国甲级咨询机构。

我国标准化工作在 1949 年新中国成立后得到重视。从 1958 年发布第一批 120 项国家标准起,至今已制定并发布近两万项国家标准。我国在 1978 年恢复为 ISO 成员国,业已承担 ISO 技术委员会秘书处工作和国际标准草案起草工作。我国在公差标准方面,从 1959 年开始,陆续制定并发布了公差与配合、形状和位置公差、公差原则、表面粗糙度、光滑工件尺寸的检验、光滑极限量规、位置量规、平键、矩形花键、普通螺纹、渐开线圆柱齿轮精度、尺寸链计算方法、圆柱直齿渐开线花键、极限与配合等许多公差标准。随着经济建设发展的需要,有关部门本着立足于我国国情,对国际标准进行认真研究,积极采用,区别对待,组织大批力量对原有公差标准进行修订,以国际标准为基础制定新的公差标准。1988 年全国人大常委会通过并由国家主席发布了《中华人民共和国标准化法》。它的实施对于发展社会主义商品经济,促进技术进步,改进产品质量,发展对外贸易,提高社会效益,维护国家和人民的利益,使标准化工作适应社会主义现代化建设,具有十分重要的意义。1993 年全国人大常委会通过并由国家主席发布了《中华人民共和国产品质量法》,以加强产品质量监督管理,维护社会经济秩序,鼓励企业产品质量达到并且超过行业标准、国家标准和国际标准,不允许以不合格品冒充合格品。可以预计,在我国社会主义现代化建设过程中,我国标准化的水平和公差标准的水平将大大提高,对国民经济的发展必将作出更大的贡献。

## 二、优先数系

在设计机械产品和制定标准时,常常和很多数值打交道。当选定一个数值作为某种产品的参数指标时,这个数值就会按照一定的规律,向一切有关的制品和材料中有关指标传播。例如,需要设计减速器箱体上的螺孔,当螺孔的直径(螺纹尺寸)一旦确定,则与之相配合的螺钉尺寸、加工用的丝锥尺寸、检验用的螺纹塞规尺寸,甚至在孔攻螺纹前的钻孔尺寸和钻头尺寸,也随之而定,且由于上述螺孔直径数值的确定,又使与之相关的垫圈尺寸、端盖上通孔的尺寸也随之而定。由于数值如此不断关联,不断传播,常常形成牵一发而动全身的现象,这就牵涉到许多部门和领域。在现代工业生产中,专业化程度高,国民经济各部门要协调和

密切配合,因此技术参数的数值不能随意选择,而应该在一个理想的、统一的数系中选择。

用统一的数系来协调各部门的生产,把各种技术参数分级,已成为现代工业生产的需要。经过探索和大量实践表明,采用包含项值 1 的等比数列作为统一的数系的优点很多。其中有两个突出的优点:数列中两相邻数的相对差为常数(相对差是指后项减前项的差值与前项之比的百分数);数列中各数经过乘、除、乘方等各种运算后还是数列中的数。而最能满足工业要求的等比数列是十进等比数列。所谓十进,就是数列的项值中包括:1,10,100,⋯,10<sup>n</sup>和 1,0.1,0.01,⋯,10<sup>-n</sup>这些数(这里  $n$  为正整数)。数列中的项值可按十进法向两端无限延伸。因此,十进等比数列是一种较理想的数系,可以用作优先数系。

为了满足我国工业生产的需要,国家标准 GB321—80《优先数和优先数系》规定十进等比数列为优先数系,并规定了五个系列。它们分别用系列符号 R5、R10、R20、R40 和 R80 表示,称为 R<sub>r</sub> 系列,公比  $q_r = \sqrt[r]{10}$ 。同一系列中,每隔  $r$  个数,数值增至 10 倍。其中前四个系列是常用的基本系列,而 R80 则作为补充系列,仅用于分级很细的特殊场合。各系列的公比为:

$$\text{R5 的公比: } q_5 = \sqrt[5]{10} \approx 1.60$$

$$\text{R10 的公比: } q_{10} = \sqrt[10]{10} \approx 1.25$$

$$\text{R20 的公比: } q_{20} = \sqrt[20]{10} \approx 1.12$$

$$\text{R40 的公比: } q_{40} = \sqrt[40]{10} \approx 1.06$$

$$\text{R80 的公比: } q_{80} = \sqrt[80]{10} \approx 1.03$$

R5 中的项值包含在 R10 中,R10 中的项值包含在 R20 中,R20 中的项值包含在 R40 中,R40 中的项值包含在 R80 中。

优先数系的五个系列中任一个项值均称优先数,其理论值为  $(\sqrt[r]{10})^{N_r}$ ,式中  $N_r$  是任意整数。按照公比计算得到的优先数的理论值,除 10 的整数幂外,都是无理数,在工程技术上不能直接应用。而实际应用的数值都是经过化整后的近似值,根据取值的精确程度,数值可以分为:

- ① 计算值 取五位有效数字,供精确计算用。
- ② 常用值 即通常所称的优先数,取三位有效数字,是经常使用的。
- ③ 化整值 是将基本系列中的常用值作进一步化整后所得的数值,一般取两位有效数字。

优先数系的基本系列(优先数的常用值)见附表 1-1。

为了使优先数系有更大的适应性,可以从 R<sub>r</sub> 系列中,每逢  $p$  项选取一个优先数,组成新的系列——派生系列,以符号 R<sub>r/p</sub> 表示,公比  $q_{r/p} = q_r^p = (\sqrt[r]{10})^p = 10^{p/r}$ 。

例如,经常使用的派生系列 R10/3,就是从基本系列 R10 中,自 1 以后,每逢三项取一个优先数组成的,即

$$1.00, 2.00, 4.00, 8.00, 16.0, 32.0, \dots$$

再如,首项为 1 的派生系列 R5/2,就是从基本系列 R5 中,每逢两项取一个优先数组成的,即

$$1.00, 2.50, 6.30, 16.0, 40.0, 100, \dots$$

优先数系有很广泛的应用,它适用于各种尺寸、参数的系列化和质量指标的分级,对保证各种工业产品品种、规格的合理简化分档和协调配套具有重大的意义。选用基本系列时,

应遵守先疏后密的规则,即应当按照 R5、R10、R20、R40 的顺序,优先采用公比较大的基本系列,以免规格过多。当基本系列不能满足分级要求时,可选用派生系列。选用时应优先采用公比较大和延伸项含有项值 1 的派生系列。

### § 3 几何量检测概述

#### 一、几何量检测的重要性

制定了先进的公差标准,对机械产品各零部件的几何量分别规定了合理的公差,若不采取适当的检测措施,那末,规定的这些公差形同虚设,不能实现零部件的互换性。因此,应按照标准和技术要求进行检测,不合格者不予接收,方能保证零部件的互换性。检测是检验和测量的统称。测量的结果能够获得具体的数值;检验的结果只能判断合格与否,而不能获得具体的数值。显然,检测是组织互换性生产必不可少的重要措施。但是,在检测过程中不可避免地会产生或大或小的测量误差,这将导致两种误判:一是把不合格品误认为合格品而给予接收;二是把合格品误认为废品而给予报废。这要从保证产品质量和经济性两方面加以合理解决。

必须指出,检测的目的不仅仅在于判断工件是否合格,还有其积极的一面,这就是根据检测的结果,分析产生废品的原因,以便设法减少废品,进而消除废品。

随着生产和科学技术的发展,对检测的准确度和效率提出越来越高的要求。产品质量的提高,有赖于检测准确度的提高。产品数量的增多,在一定程度上还有赖于检测效率的提高。

#### 二、几何量检测在我国的发展

几何量检测在我国具有悠久的历史,早在秦朝,我国已统一了度量衡制度。到了西汉,已制成铜质的卡尺。但由于我国历史上长期的封建统治,科学技术未能得到发展,检测技术和计量器具处于落后的状态,直到 1949 年新中国成立后才扭转了这种局面。1959 年国务院发布了《关于统一计量制度的命令》,正式确定采用国际米制作为我国的长度计量单位。1977 年国务院发布了《中华人民共和国计量管理条例》,健全了各级计量机构和长度量值传递系统,保证了全国计量单位的统一,促进了产品质量的提高。1984 年国务院发布了《关于在我国统一实行法定计量单位的命令》,在全国范围内统一实行以国际单位制为基础的法定计量单位。1985 年全国人大常委会通过并由国家主席发布了《中华人民共和国计量法》,使我国国家计量单位制度更加统一,全国量值更加准确可靠,从而更好地促进我国社会主义现代化建设和科学技术的发展。

在建立和加强我国计量制度的同时,我国的计量器具也有了较大的发展,现在已拥有一批骨干量仪厂,生产了许多品种的量仪,如万能工具显微镜、万能渐开线检查仪、半自动齿轮齿距检查仪等。此外,还研制成一些达到世界先进水平的量仪,如激光光电比长仪、激光丝杠动态检查仪、光栅式齿轮整体误差测量仪、碘稳频 612nm 激光器、无导轨大长度测量仪等。

### § 4 本课程的任务

本课程是机械类各专业的一门重要技术基础课,是教学计划中联系设计课程与工艺课

程的纽带,是从基础课学习过渡到专业课学习的桥梁。本课程由几何量公差与几何量检测两部分组成。前一部分的内容主要通过课堂教学和课外作业来完成。后一部分的内容主要通过实验课来完成。

任何一台机器的设计,除了运动分析、结构设计、强度计算和刚度计算以外,还有精度设计。机器的精度直接影响到机器的工作性能、振动、噪声、寿命和可靠性等。研究机器的精度时,要处理好机器使用要求与制造工艺的矛盾,解决的方法是规定合理的公差,并用检测手段保证精度设计的实施。学习本课程可以使学生熟悉机器零件的几何精度设计,合理确定几何量公差,以保证满足使用要求。

学生在学习本课程时,应具有一定的理论知识和生产实践知识,即能够读图,懂得图样标注法,了解机械加工的一般知识和熟悉常用机构的原理。学生在学完本课程后应达到下列要求:

- ① 掌握标准化和互换性的基本概念及有关的基本术语和定义;
- ② 基本掌握本课程中几何量公差标准的主要内容、特点和应用原则;
- ③ 初步学会根据机器和零件的功能要求,选用几何量公差与配合;
- ④ 能够查用本课程介绍的公差表格,正确标注图样;
- ⑤ 熟悉各种典型几何量的检测方法和初步学会使用常用的计量器具。

总之,本课程的任务在于使学生获得机械工程师必须具备的几何量公差与检测方面的基本知识和技能。而后续课程的教学和毕业后的实际工作锻炼,则将使学生进一步加深理解和逐渐熟练掌握本课程的内容。

## 第二章 几何量测量基础

机械工业的发展离不开检测技术及其发展。机械产品和零件的设计、制造及检测都是互换性生产中的重要环节。在生产和科学实验中,为了保证机械零件的互换性和几何精度,经常需要对完工零件的几何量加以检验或测量,以判断它们是否符合设计要求。在测量过程中,应保证计量单位统一和量值准确。为了完成对完工零件几何量的测量和获得可靠的测量结果,还应正确选择计量器具和测量方法,研究测量误差和测量数据处理方法。

### § 1 概 述

几何量测量是指为确定被测几何量的量值而进行的实验过程。其实质就是将被测几何量与作为计量单位的标准量进行比较,从而确定两者比值的过程。设被测几何量为 $x$ ,所采用的计量单位为 $E$ ,则它们的比值为:

$$q = \frac{x}{E}$$

因此,被测几何量的量值为:

$$x = q \cdot E \quad (2-1)$$

上式表明,任何几何量的量值都由两部分组成:表征几何量的数值和该几何量的计量单位。例如,几何量量值 $x=50\text{mm}$ ,这里 $\text{mm}$ 为长度计量单位,数字50为以 $\text{mm}$ 为计量单位时该几何量的量值的数值。

显然,进行任何测量,首先要明确被测对象和确定计量单位,其次要有与被测对象相适应的测量方法,并且测量结果还要达到所要求的测量精度。因此,一个完整的测量过程应包括被测对象、计量单位、测量方法和测量精度等四个要素。

#### 一、被测对象

本课程研究的被测对象是几何量,包括长度、角度、表面粗糙度、形状和位置误差以及螺纹、齿轮的各个几何参数等。

#### 二、计量单位

我国法定计量单位中,几何量中长度的基本单位为米( $\text{m}$ ),长度的常用单位有毫米( $\text{mm}$ )和微米( $\mu\text{m}$ )。 $1\text{mm}=10^{-3}\text{m}$ , $1\mu\text{m}=10^{-3}\text{mm}$ 。在超高精度测量中,采用纳米( $\text{nm}$ )为单位, $1\text{nm}=10^{-3}\mu\text{m}$ 。几何量中平面角的角度单位为弧度( $\text{rad}$ )、微弧度( $\mu\text{rad}$ )及度( $^\circ$ )、分( $'$ )、秒( $''$ )。 $1\mu\text{rad}=10^{-6}\text{rad}$ , $1^\circ=0.0174533\text{rad}$ 。度、分、秒的关系采用60等分制,即 $1^\circ=60'$ , $1'=60''$ 。

#### 三、测量方法

测量方法是指测量时所采用的测量原理、计量器具和测量条件的综合。在测量过程中,

应根据被测零件的特点(如材料硬度、外形尺寸、批量大小、精度要求等)和被测对象的定义来拟定测量方案、选择计量器具和规定测量条件。

#### 四、测量精度

测量精度是指测量结果与真值相一致的程度。由于在测量过程中总是不可避免地出现测量误差,因此,测量结果只是在一定范围内近似于真值,测量误差的大小反映测量精度的高低,测量误差大则测量精度低,测量误差小则测量精度高,不知测量精度的测量是毫无意义的测量。

### § 2 长度、角度量值的传递

#### 一、长度基准

在生产和科学实验中测量需要标准量,而标准量所体现的量值需要由基准提供。因此,为了保证测量的准确性,就必须建立起统一、可靠的计量单位基准。在我国法定计量单位制

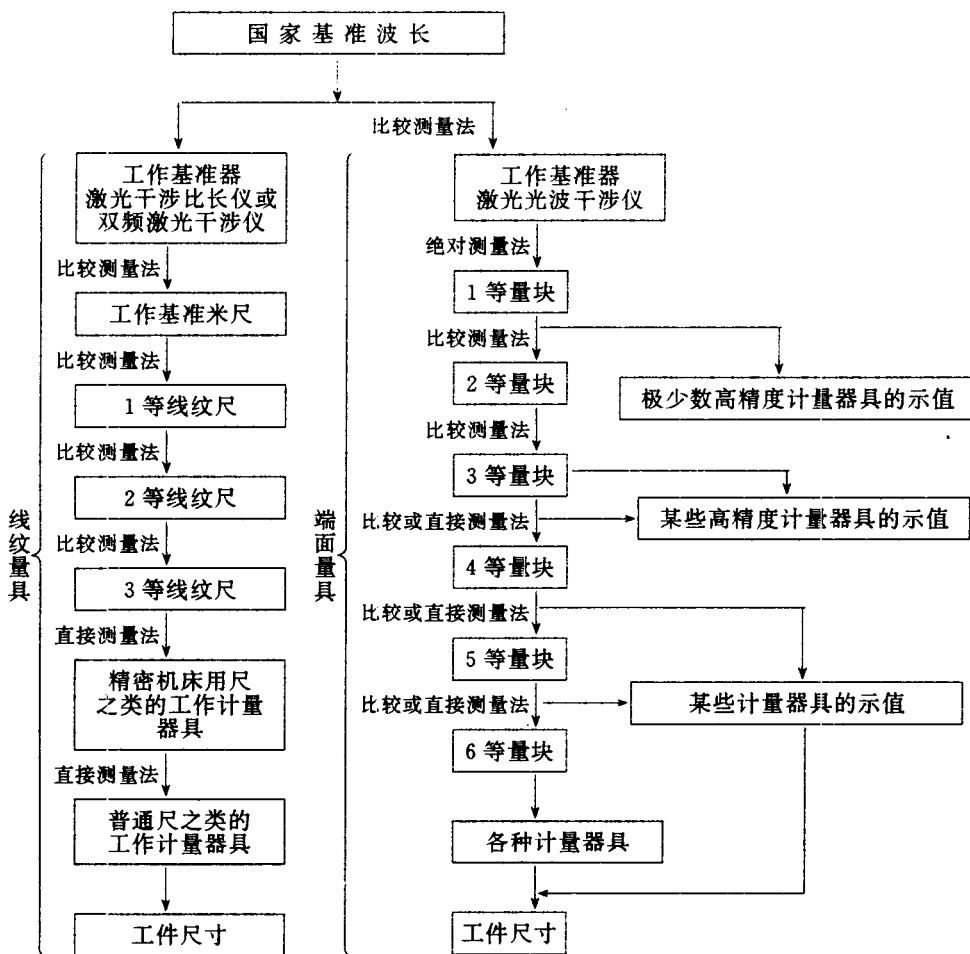


图 2-1 长度量值传递系统

中,长度的基本单位是米(m)。在1983年第十七届国际计量大会上通过的米的定义是:“1米是光在真空中于1/299792458秒的时间间隔内所经过的距离”。

米的定义主要采用稳频激光来复现。以稳频激光的波长作为长度基准具有极好的稳定性和复现性,因此,不仅可以保证计量单位稳定、可靠和统一,而且使用方便,并且提高了测量精度。

## 二、长度量值传递系统

用光波波长作为长度基准,不便于生产中直接应用。为了保证长度量值的准确、统一,就必须把复现的长度基准量值逐级准确地传递到生产中所应用的计量器具和工件上去,即建立长度量值传递系统,如图2-1所示。

长度量值从国家基准波长开始,分两个平行的系统向下传递,一个是端面量具(量块)系统,另一个是线纹量具(线纹尺)系统。因此,量块和线纹尺都是量值传递媒介,其中尤以量块的应用更为广泛。

## 三、量块

量块是用特殊合金钢制成的,其线膨胀系数小、性能稳定、不易变形且耐磨性好。它的形状为长方六面体结构,六个平面中有两个相互平行的测量面,测量面极为光滑平整,两测量面之间具有精确的尺寸。两个量块的测量面或一个量块的测量面与一个玻璃(或石英)平面的测量面之间具有相互研合的能力,它称为量块测量面的研合性。

### 1. 有关量块的术语

参看图2-2,件1为量块,件2为与量块相研合的辅助体(平晶,平台等),所标各种符号为与量块有关的长度和偏差。

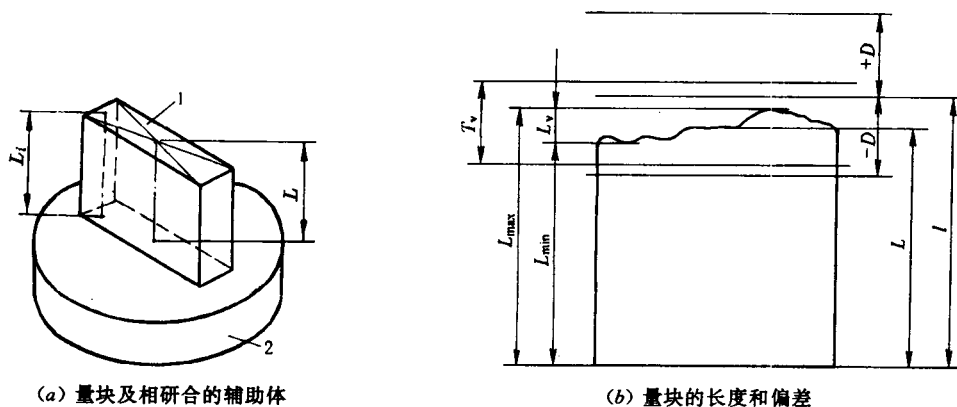


图2-2 量块及有关量块长度和偏差的术语

有关量块长度和偏差的术语如下:

#### (1) 量块(测量面上任意点)的长度

量块的长度是指自测量面上任意点到与其相对的另一测量面之间的垂直距离,用符号  $L_i$  表示。

#### (2) 量块的中心长度

量块的中心长度是指量块一个测量面的中心点到与其相对的另一测量面之间的垂直距



离,用符号  $L$  表示。

(3) 量块长度的标称值

量块长度的标称值是指刻印在量块上用以标明其与主单位(m)之间比值的量值,也称为量块长度的示值或量块的标称尺寸,用符号  $l$  表示。

(4) 量块长度的实测值

量块长度的实测值是指用一定的方法,对量块长度进行测量所得到的量值,如量块中心长度的实测值  $L$ 。

(5) 量块的长度变动量

量块的长度变动量是指量块任意点长度中的最大长度  $L_{\max}$  与最小长度  $L_{\min}$  之差的绝对值,用符号  $L_v$  表示。量块长度变动量的允许值用符号  $T_v$  表示。

(6) 量块的长度偏差

量块的长度偏差是指量块的实测值与其标称值之差,简称为偏差。图 2-2 中的  $-D$  和  $+D$  为这一偏差的允许值(极限偏差)。

2. 量块的精度等级

为了满足不同应用场合的需要,我国的标准对量块规定了若干精度等级。

(1) 量块的分级

按《长度计量器具(量块部分)检定系统 JJG 2056—90》的规定,量块的制造精度分为六级:00、0、K、1、2、3 级,其中 00 级的精度最高,精度依次降低,3 级的精度最低。量块分“级”的主要依据是量块长度极限偏差和量块长度变动量的允许值(见附表 2-1)。

(2) 量块的分等

按《长度计量器具(量块部分)检定系统 JJG 2056—90》的规定,量块的检定精度分为六等:1、2、3、4、5、6 等,其中 1 等的精度最高,精度依次降低,6 等的精度最低。量块分“等”的主要依据是量块测量的不确定度和量块长度变动量的允许值(见附表 2-2)。

量块按“级”使用时,应以量块长度的标称值作为工作尺寸,该尺寸包含了量块的制造误差。量块按“等”使用时,应以经检定后所给出的量块中心长度的实测值作为工作尺寸,该尺寸排除了量块制造误差的影响,仅包含检定时较小的测量误差。因此,量块按“等”使用的测量精度比量块按“级”使用的高。

3. 量块的组合使用

量块除具有稳定、耐磨和准确的特性外,还具有研合性。利用量块的研合性,可以在一定的尺寸范围内,将不同尺寸的量块进行组合而形成所需的工作尺寸。按 GB 6093—85《量块》的规定,我国生产的成套量块有 91 块、83 块、46 块、38 块等几种规格。表 2-1 列出了国产 83 块一套量块的尺寸构成系列。

表 2-1 83 块一套的量块组成

尺寸范围(mm)	间隔(mm)	小计(块)
1.01~1.49	0.01	49
1.5~1.9	0.1	5
2.0~9.5	0.5	16
10~100	10	10
1	—	1
0.5	—	1
1.005	—	1

量块组合时,为了减少量块组合的累积误差,应力求使用最少的块数,一般不超过四块。组成量块组时,可从消去所需工作尺寸的最小尾数开始,逐一选取。例如,为了得到工作尺寸为 38.785mm 的量块组,从 83 块一套的量块中可分别选取 1.005mm、1.28mm、6.5mm、30mm 等四块量块,选取过程如下:

38.785mm	
-) 1.005mm	第一块量块
37.780mm	
-) 1.28 mm	第二块量块
36.500mm	
-) 6.5 mm	第三块量块
30.000mm	第四块量块

#### 四、角度量值传递系统

角度量值尽管可以通过等分圆周获得任意大小的角度而无需再建立一个角度自然基准,但在实际应用中为了常用特定角度的测量方便和便于对测角仪器进行检定,仍然需要建立角度量值基准,现在最常采用的实物基准是用特殊合金钢或石英玻璃制成的多面棱体(如图 2-3 所示的正八面棱体),并由此建立起了角度量值传递系统(如图 2-4 所示)。

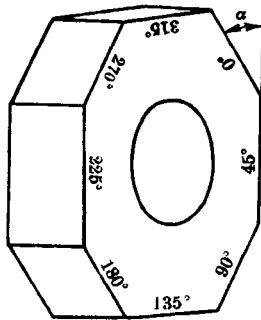


图 2-3 多面棱体

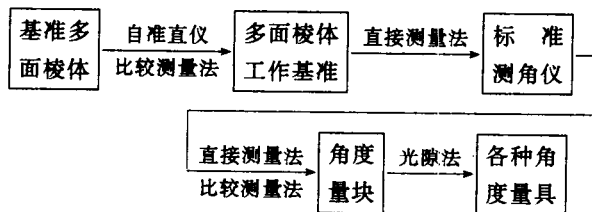


图 2-4 角度量值传递系统

### § 3 计量器具和测量方法

#### 一、计量器具的分类

计量器具按其本身的结构特点进行分类可分为:量具、量规、计量仪器和计量装置等四类。

##### 1. 量具

量具是指以固定形式复现量值的计量器具。它可分为单值量具和多值量具两种。单值量具是指复现几何量的单个量值的量具,如量块、直角尺等。多值量具是指复现一定范围内

的一系列不同量值的量具,如线纹尺等。

## 2. 量规

量规是指没有刻度的专用计量器具,用以检验零件要素实际尺寸和形位误差的综合结果。使用量规检验的结果不能得到被检验工件的具体实际尺寸和形位误差值,而只能确定被检验工件是否合格,如使用光滑极限量规、螺纹量规、位置量规等检验。

## 3. 计量仪器

计量仪器(简称量仪)是指能将被测几何量的量值转换成可直接观测的指示值(示值)或等效信息的计量器具。计量仪器按原始信号转换的原理可分为以下几种。

### (1) 机械式量仪

机械式量仪是指用机械方法实现原始信号转换的量仪,如指示表、杠杆比较仪等。这种量仪结构简单、性能稳定、使用方便。

### (2) 光学式量仪

光学式量仪是指用光学方法实现原始信号转换的量仪,如光学比较仪、测长仪、工具显微镜、光学分度头、干涉仪等。这种量仪精度高、性能稳定。

### (3) 电动式量仪

电动式量仪是指将原始信号转换为电量形式的测量信号的量仪,如电感比较仪、电容比较仪、电动轮廓仪、圆度仪等。这种量仪精度高、测量信号易于与计算机接口,实现测量和数据处理的自动化。

### (4) 气动式量仪

气动式量仪是指以压缩空气为介质,通过气动系统流量或压力的变化来实现原始信号转换的量仪,如水柱式气动量仪、浮标式气动量仪等。这种量仪结构简单、测量精度和效率高、操作方便,但示值范围小。

## 4. 计量装置

计量装置是指为确定被测几何量量值所必需的计量器具和辅助设备的总体。它能够测量同一工件上较多的几何量和形状比较复杂的工件,有助于实现检测自动化或半自动化。

## 二、计量器具的基本技术性能指标

计量器具的基本技术性能指标是合理选择和使用计量器具的重要依据。其中的主要指标如下。

### 1. 标尺刻度间距

标尺刻度间距是指计量器具标尺或度盘上相邻两刻线中心之间的距离或圆弧长度。为适于人眼观察,刻度间距一般为1~2.5mm。

### 2. 标尺分度值

标尺分度值是指计量器具标尺或分度盘上每一刻度间距所代表的量值。一般长度计量器具的分度值有0.1mm、0.05mm、0.02mm、0.01mm、0.005mm、0.002mm、0.001mm等几种。例如图2-5中机械比较仪的分度值为0.002mm。一般来说,分度值越小,则计量器具的精度就越高。

### 3. 分辨力

分辨力是指计量器具所能显示的最末一位数所代表的量值。由于在一些量仪(如数字式

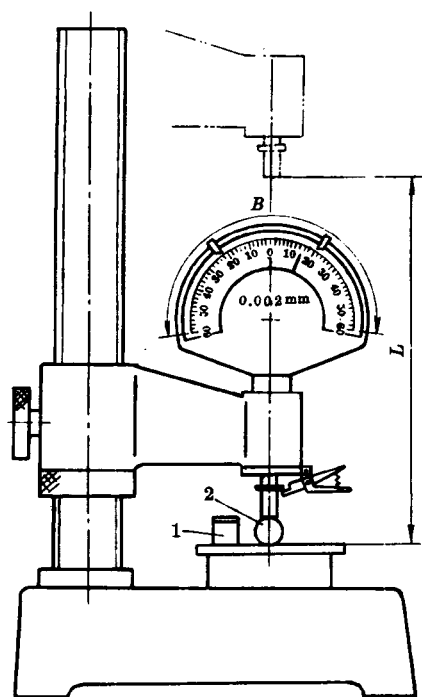


图 2-5 机械比较仪的部分技术性能指标

1—量块；2—被测工件

量仪)中,其读数采用非标尺或非分度盘显示,因此就不能使用分度值这一概念,而将其称做分辨力。例如国产 JC19 型数显式万能工具显微镜的分辨力为  $0.5\mu\text{m}$ 。

#### 4. 标尺示值范围

标尺示值范围是指计量器具所能显示或指示的被测几何量起始值到终止值的范围。例如图 2-5 中机械比较仪的示值范围  $B$  为  $\pm 60\mu\text{m}$ 。

#### 5. 计量器具测量范围

计量器具测量范围是指计量器具在允许的误差限内所能测出的被测几何量量值的下限值到上限值的范围。测量范围上限值与下限值之差称为量程。例如图 2-5 中机械比较仪的测量范围  $L$  为  $0 \sim 180\text{mm}$ , 量程为  $180\text{mm}$ 。

#### 6. 灵敏度

灵敏度是指计量器具对被测几何量变化的响应变化能力。若被测几何量的变化为  $\Delta x$ , 该几何量引起计量器具的响应变化能力为  $\Delta L$ , 则灵敏度  $S$  为:

$$S = \frac{\Delta L}{\Delta x}$$

当上式中分子和分母为同种量时,灵敏度也称为放大比或放大倍数。对于具有等分刻度的标尺或度盘的量仪,放大倍数  $K$  等于刻度间距  $a$  与分度值  $i$  之比,即

$$K = \frac{a}{i}$$

一般地说,分度值越小,则计量器具的灵敏度就越高。

#### 7. 示值误差

示值误差是指计量器具上的示值与被测几何量的真值的代数差。一般来说,示值误差越小,则计量器具的精度就越高。

#### 8. 修正值

修正值是指为了消除或减少系统误差,用代数法加到未修正测量结果上的数值。其大小与示值误差的绝对值相等,而符号相反。例如,示值误差为  $-0.004\text{mm}$ , 则修正值为  $+0.004\text{mm}$ 。

#### 9. 测量重复性

测量重复性是指在相同的测量条件下,对同一被测几何量进行多次测量时,各测量结果之间的一致性。通常,以测量重复性误差的极限值(正、负偏差)来表示。

#### 10. 不确定度

不确定度是指由于测量误差的存在而对被测几何量量值不能肯定的程度。

### 三、测量方法的分类

广义的测量方法,是指测量时所采用的测量原理、计量器具和测量条件的综合。但是在

实际工作中,测量方法一般是指获得测量结果的具体方式,它可从不同的角度进行分类。

### 1. 按实测几何量是否为被测几何量分类

#### (1) 直接测量

直接测量是指被测几何量的量值直接由计量器具读出。例如,用游标卡尺、千分尺测量轴径的大小。

#### (2) 间接测量

间接测量是指欲测量的几何量的量值由实测几何量的量值按一定的函数关系式运算后获得。例如,图 2-6 所示,用弓高弦长法间接测量圆弧样板的半径  $R$ ,为了得到  $R$  的量值,只要测得弓高  $h$  和弦长  $b$  的量值,然后按下式进行计算即可,它们的关系式为:

$$R = \frac{b^2}{8h} + \frac{h}{2} \quad (2-2)$$

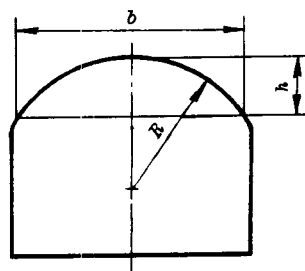


图 2-6 弓高弦长法测量圆弧半径

直接测量过程简单,其测量精度只与这一测量过程有关,而间接测量的精度不仅取决于实测几何量的测量精度,还与所依据的计算公式和计算的精度有关。因此,间接测量常用于受条件所限无法进行直接测量的场合。

### 2. 按示值是否为被测几何量的量值分类

#### (1) 绝对测量

绝对测量是指计量器具显示或指示的示值即是被测几何量的量值。例如,用游标卡尺、千分尺测量轴径的大小。

#### (2) 相对测量

相对测量(比较测量)是指计量器具显示或指示出被测几何量相对于已知标准量的偏差,被测几何量的量值为已知标准量与该偏差值的代数和。例如图 2-5 所示,用机械比较仪测量轴径,测量时先用量块调整示值零位,该比较仪指示出的示值为被测轴径相对于量块尺寸的偏差。

一般来说,相对测量的测量精度比绝对测量的高。

### 3. 按测量时被测表面与计量器具的测头是否接触分类

#### (1) 接触测量

接触测量是指测量时计量器具的测头与被测表面接触,并有机机械作用的测量力。例如用机械比较仪测量轴径。

#### (2) 非接触测量

非接触测量是指测量时计量器具的测头不与被测表面接触。例如,用光切显微镜测量表面粗糙度,用气动量仪测量孔径。

在接触测量中,测头与被测表面的接触会引起弹性形变,产生测量误差,而非接触测量则无此影响,故适宜于软质表面或薄壁易变形工件的测量。

### 4. 按工件上是否有多个被测几何量一起加以测量分类

#### (1) 单项测量

单项测量是指分别对工件上的各被测几何量进行独立测量。例如,用工具显微镜测量螺

纹的螺距、牙侧角、中径和顶径等。

### (2) 综合测量

综合测量是指同时测量工件上几个相关几何量的综合效应或综合指标,以判断综合结果是否合格。例如,用螺纹通规检验螺纹单一中径、螺距和牙侧角实际值的综合结果是否合格。

就工件整体来说,单项测量的效率比综合测量的低,但单项测量便于进行工艺分析。综合测量适用于只要求判断合格与否,而不需要得到具体的误差值的场合。

此外,还有动态测量和主动测量。动态测量是指在测量过程中,被测表面与测头处于相对运动状态。例如,用电动轮廓仪测量表面粗糙度。动态测量效率高,并能测出工件上几何参数连续变化时的情况。主动测量是指在加工工件的同时对被测几何量进行测量。其测量结果可直接用以控制加工过程,及时防止废品的产生。主动测量常用于生产线上,因此亦称在线测量。它使检测与加工过程紧密结合,充分发挥检测的作用,是检测技术发展的方向。

## § 4 测量误差

### 一、测量误差的基本概念

对于任何测量过程来说,由于计量器具和测量条件的限制,不可避免地会出现或大或小的测量误差。因此,每一个实际测得值,往往只是在一定程度上近似于被测几何量的真值,这种近似程度在数值上则表现为测量误差。

测量误差可用绝对误差或相对误差来表示。

绝对误差是指被测几何量的量值与其真值之差,即

$$\delta = x - x_0 \quad (2-3)$$

式中  $\delta$ ——绝对误差;

$x$ ——被测几何量的量值;

$x_0$ ——被测几何量的真值。

由于  $x$  可能大于或小于  $x_0$ ,因而绝对误差可能是正值,也可能是负值。这样,被测几何量的真值可以用下式来表示:

$$x_0 = x \pm |\delta| \quad (2-4)$$

利用上式,可以由被测几何量的量值和测量误差来估算真值所在的范围。测量误差的绝对值越小,则被测几何量的量值就越接近于真值,因此测量精度就越高;反之,测量精度就越低。

用绝对误差表示测量精度,适用于评定或比较大小相同的被测几何量的测量精度。对于大小不相同的被测几何量,则需要用相对误差来评定或比较它们的测量精度。

相对误差是指绝对误差(取绝对值)与真值之比。由于被测几何量的真值无法得到,因此在实际应用中常以被测几何量的测得值代替真值进行估算,即

$$f = \frac{|\delta|}{x_0} \approx \frac{|\delta|}{x} \quad (2-5)$$

式中  $f$ ——相对误差。

显然,相对误差是一个量纲一的数值,通常用百分比来表示。例如,测得两个孔的直径大小分别为 50.86mm 和 20.97mm,它们的绝对误差分别为 +0.02mm 和 +0.01mm,则由式

(2-5) 计算得到它们的相对误差分别为  $f_1 = 0.02/50.86 = 0.0393\%$ ,  $f_2 = 0.01/20.97 = 0.0477\%$ , 因此前者的测量精度比后者高。

## 二、测量误差的来源

由于测量误差的存在, 测得值只能近似地反映被测几何量的真值。为了尽量减小测量误差, 就必须仔细分析产生测量误差的原因, 以便设法减小该误差的影响, 提高测量精度。在实际测量中, 产生测量误差的因素很多, 归结起来主要有以下几个方面。

### 1. 计量器具的误差

计量器具的误差是指计量器具本身所具有的误差, 包括计量器具的设计、制造和使用过程中的各项误差, 这些误差的总和反映在示值误差和测量的重复性上。

设计计量器具时, 为了简化结构而采用近似设计的方法会产生测量误差。例如, 机械杠杆比较仪的结构中测杆的直线位移与指针杠杆的角位移不成正比, 而其标尺却采用等分刻度就是近似设计的例子, 测量时它会产生测量误差。

当设计的计量器具不符合阿贝原则时也会产生测量误差。阿贝原则是指测量长度时, 为了保证测量的准确, 应使被测零件的尺寸线(简称被测线)和量仪中作为标准的刻度尺(简称标准线)重合或顺次排成一条直线, 例如图 2-7 所示, 用千分尺测量轴的直径。这时, 千分尺的标准线(测微螺杆轴线)与工件被测线(被测直径)在同一条直线上。如果测微螺杆轴线的移动方向与被测直径方向间有一夹角  $\varphi$ , 则由此产生的测量误差  $\delta$  为:

$$\delta = x' - x = x'(1 - \cos\varphi)$$

式中  $x$ ——应测长度;

$x'$ ——实测长度。

由于角  $\varphi$  很小, 将  $\cos\varphi$  展开成级数后取前两项可得  $\cos\varphi = 1 - \varphi^2/2$ , 则

$$\delta = x' \cdot \varphi^2/2$$

设  $x' = 30\text{mm}$ ,  $\varphi = 1' \approx 0.0003\text{rad}$ , 则

$$\delta = 30 \times 0.0003^2/2 = 1.35 \times 10^{-6}\text{mm} = 1.35 \times 10^{-3}\mu\text{m}$$

由此可见, 符合阿贝原则的测量引起的测量误差很小, 可以略去不计。

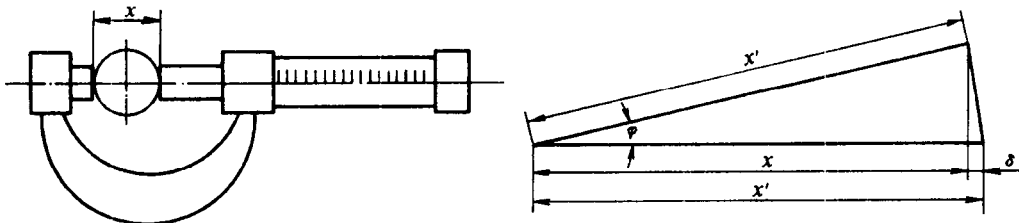


图 2-7 用千分尺测量轴径

参看图 2-8, 用游标卡尺测量轴的直径, 作为标准长度的刻度尺与被测直径不在同一条直线上, 两者相距  $s$  平行放置, 其结构不符合阿贝原则。在测量过程中, 卡尺活动量爪倾斜一个角度  $\varphi$ , 此时产生的测量误差  $\delta$  按下式计算:

$$\delta = x - x' = s \tan\varphi \approx s\varphi$$

设  $s = 30\text{mm}$ ,  $\varphi = 1' \approx 0.0003\text{rad}$ , 则由于卡尺结构不符合阿贝原则而产生的测量误差

$$\delta = 30 \times 0.0003 = 0.009\text{mm} = 9\mu\text{m}$$

由此可见,不符合阿贝原则的测量引起的测量误差颇大。

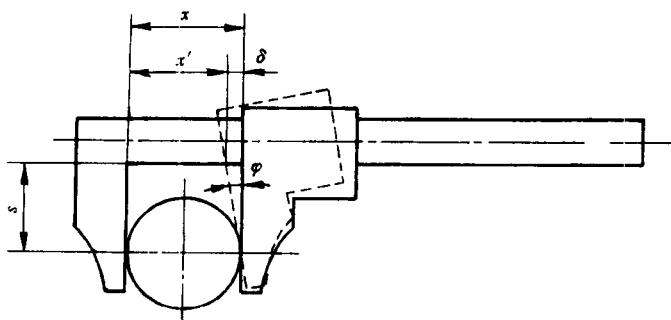


图 2-8 用游标卡尺测量轴径

计量器具零件的制造和装配误差会产生测量误差。例如,游标卡尺标尺的刻线距离不准确、指示表的分度盘与指针回转轴的安装有偏心等皆会产生测量误差。

计量器具在使用过程中零件的变形、滑动表面的磨损等会产生测量误差。

此外,相对测量时使用的标准量(如量块)的制造误差也会产生测量误差。

## 2. 方法误差

方法误差是指测量方法的不完善(包括计算公式不准确,测量方法选择不当,工件安装、定位不准确等)引起的误差,它会产生测量误差。例如,在接触测量中,由于测头测量力的影响,使被测零件和测量装置产生变形而产生测量误差。

## 3. 环境误差

环境误差是指测量时环境条件不符合标准的测量条件所引起的误差,它会产生测量误差。例如,环境温度、湿度、气压、照明(引起视差)等不符合标准以及振动、电磁场等的影响都会产生测量误差,其中尤以温度的影响最为突出。例如,在测量长度时,规定的环境条件标准温度为  $20^{\circ}\text{C}$ ,但是在实际测量时被测零件和计量器具的温度对标准温度均会产生或大或小的偏差,而被测零件和计量器具的材料不同时它们的线膨胀系数是不同的,这将产生一定的测量误差,其大小  $\delta$  可按下式进行计算:

$$\delta = x[\alpha_1(t_1 - 20^{\circ}\text{C}) - \alpha_2(t_2 - 20^{\circ}\text{C})]$$

式中  $x$ ——被测长度;

$\alpha_1, \alpha_2$ ——被测零件、计量器具的线膨胀系数;

$t_1, t_2$ ——测量时被测零件、计量器具的温度( $^{\circ}\text{C}$ )。

因此,测量时应根据测量精度的要求,合理控制环境温度,以减小温度对测量精度的影响。

## 4. 人员误差

人员误差是指测量人员人为的差错,它会产生测量误差。例如,测量人员使用计量器具不正确、测量瞄准不准确、读数或估读错误等,都会产生测量误差。

## 三、测量误差的分类

测量误差的来源是多方面的,就其特点和性质而言,可分为系统误差、随机误差和粗大



误差三类。

#### 1. 系统误差

系统误差是指在一定测量条件下,多次测取同一量值时,绝对值和符号均保持不变的测量误差,或者绝对值和符号按某一规律变化的测量误差。前者称为定值系统误差,后者称为变值系统误差。例如,在比较仪上用相对法测量零件尺寸时,调整量仪所用量块的误差就会引起定值系统误差;量仪的度盘与指针回转轴偏心所产生的示值误差会引起变值系统误差。

根据系统误差的性质和变化规律,系统误差可以用计算或实验对比的方法确定,用修正值(校正值)从测量结果中予以消除。但在某些情况下,系统误差由于变化规律比较复杂,不易确定,因而难以消除。

#### 2. 随机误差

随机误差是指在一定测量条件下,多次测取同一量值时,绝对值和符号以不可预定的方式变化着的测量误差。随机误差主要由测量过程中一些偶然性因素或不确定因素引起的。例如,量仪传动机构的间隙、摩擦、测量力的不稳定以及温度波动等引起的测量误差,都属于随机误差。

就某一次具体测量而言,随机误差的绝对值和符号无法预先知道。但对于连续多次重复测量来说,随机误差符合一定的概率统计规律,因此,可以应用概率论和数理统计的方法来处理。

#### 3. 粗大误差

粗大误差是指超出在一定测量条件下预计的测量误差,即对测量结果产生明显歪曲的测量误差。含有粗大误差的测得值称为异常值,它的数值比较大。粗大误差的产生有主观和客观两方面的原因,主观原因如测量人员疏忽造成的读数误差,客观原因如外界突然振动引起的测量误差。由于粗大误差明显歪曲测量结果,因此在处理测量数据时,应根据判别粗大误差的准则设法将其剔除。

应当指出,系统误差和随机误差的划分并不是绝对的,它们在一定的条件下是可以相互转化的。例如,按一定基本尺寸制造的量块总是存在着制造误差,对某一具体量块来讲,可认为该制造误差是系统误差,但对一批量块而言,制造误差是变化的,可以认为它是随机误差。在使用某一量块时,若没有检定该量块的尺寸偏差,而按量块标称尺寸使用,则制造误差属随机误差;若检定出该量块的尺寸偏差,按量块实际尺寸使用,则制造误差属系统误差。掌握误差转化的特点,可根据需要将系统误差转化为随机误差,用概率论和数理统计的方法来减小该误差的影响;或将随机误差转化为系统误差,用修正的方法减小该误差的影响。

### 四、测量精度的分类

测量精度是指被测几何量的测得值与其真值的接近程度。它和测量误差是从两个不同角度说明同一概念的术语。测量误差越大,则测量精度就越低;测量误差越小,则测量精度就越高。为了反映系统误差和随机误差对测量结果的不同影响,测量精度可分为以下几种。

#### 1. 正确度

正确度反映测量结果中系统误差的影响程度。若系统误差小,则正确度高。

#### 2. 精密度

精密度反映测量结果中随机误差的影响程度。它是指在一定测量条件下连续多次测量

所得的测得值之间相互接近的程度。若随机误差小,则精密度高。

### 3. 准确度

准确度反映测量结果中系统误差和随机误差的综合影响程度。若系统误差和随机误差都小,则准确度高。

对于具体的测量,精密度高的测量,正确度不一定高;正确度高的测量,精密度也不一定高;精密度和正确度都高的测量,准确度就高。现以打靶为例加以说明,如图 2-9 所示,小圆圈表示靶心,黑点表示弹孔。图 2-9a 中,随机误差小而系统误差大,表示打靶精密度高而正确度低;图 2-9b 中,系统误差小而随机误差大,表示打靶正确度高而精密度低;图 2-9c 中,系统误差和随机误差都小,表示打靶准确度高;图 2-9d 中,系统误差和随机误差都大,表示打靶准确度低。

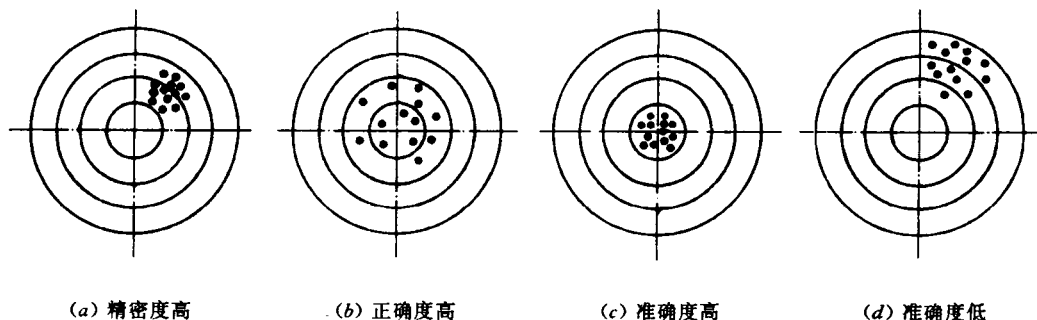


图 2-9 精密度、正确度和准确度

## § 5 各类测量误差的处理

通过对某一被测几何量进行连续多次的重复测量,得到一系列的测量数据(测得值)——测量列,可以对该测量列进行数据处理,以消除或减小测量误差的影响,提高测量精度。

### 一、测量列中随机误差的处理

随机误差不可能被修正或消除,但可应用概率论与数理统计的方法,估计出随机误差的大小和规律,并设法减小其影响。

#### 1. 随机误差的特性及分布规律

对某一被测几何量在一定测量条件下重复测量  $N$  次,得到测量列的测得值为  $x_1, x_2, \dots, x_N$ 。设测量列中不包含系统误差和粗大误差,被测几何量的真值为  $x_0$ ,则可得出相应各次测得值的随机误差分别为:

$$\begin{aligned}\delta_1 &= x_1 - x_0 \\ \delta_2 &= x_2 - x_0 \\ &\vdots \\ \delta_N &= x_N - x_0\end{aligned}$$

通过对大量的测试实验数据进行统计后发现,随机误差通常服从正态分布规律(除正态

分布外,随机误差还存在其他规律的分布,如等概率分布、三角分布、反正弦分布等,本章仅对服从正态分布规律的随机误差进行讨论,其正态分布曲线如图 2-10 所示(横坐标  $\delta$  表示随机误差,纵坐标  $y$  表示随机误差的概率密度)。它具有如下四个基本特性。

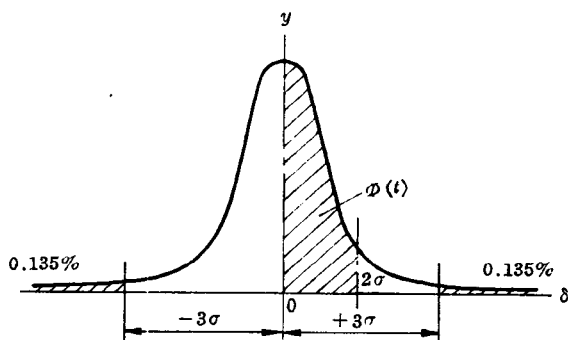


图 2-10 正态分布曲线

- (1) 单峰性 绝对值越小的随机误差出现的概率越大,反之则越小;
- (2) 对称性 绝对值相等的正、负随机误差出现的概率相等;
- (3) 有界性 在一定测量条件下,随机误差的绝对值不会超过一定的界限;
- (4) 抵偿性 随着测量次数的增加,各次随机误差的算术平均值趋于零,即各次随机误差的代数和趋于零。该特性是由对称性推导而来的,它是对称性的必然反映。

正态分布曲线的数学表达式为

$$y = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\delta^2}{2\sigma^2}} \quad (2-6)$$

式中  $y$ ——概率密度;

$\sigma$ ——标准偏差;

$\delta$ ——随机误差;

$e$ ——自然对数的底。

从上式可以看出,概率密度  $y$  的大小与随机误差  $\delta$ 、标准偏差  $\sigma$  有关。当  $\delta=0$  时,概率密度  $y$  最大,  $y_{\max} = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}}$ , 概率密度最大值随标准偏差大小的不同而异。图 2-11 所示的三条正态分布曲线 1、2 和 3 中,  $\sigma_1 < \sigma_2 < \sigma_3$ , 则  $y_{1\max} > y_{2\max} > y_{3\max}$ 。由此可见,  $\sigma$  越小,则曲线就越陡,随机误差的分布就越集中,测量精度就越高;反之,  $\sigma$  越大,则曲线就越平坦,随机误差的分布就越分散,测量精度就越低。

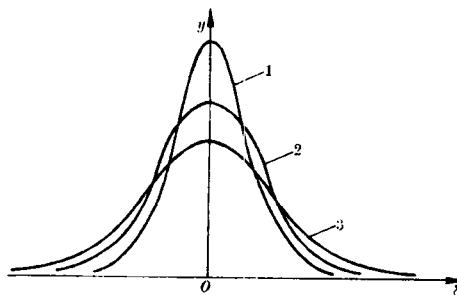


图 2-11 标准偏差的大小对随机误差分布曲线形状的影响

随机误差的标准偏差  $\sigma$  可用下式计算得到:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \dots + \delta_N^2}{N}} \quad (2-7)$$

式中  $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_N$ ——测量列中各测得值相应的随机误差;

$N$ ——测量次数。

标准偏差  $\sigma$  是反映测量列中测得值分散程度的一项指标,它是测量列中单次测量值(任一测得值)的标准偏差。

由于随机误差具有有界性,因此它的大小不会超过一定的范围。随机误差的极限值就是测量极限误差。

由概率论可知,正态分布曲线和横坐标轴间所包含的面积等于所有随机误差出现的概率总和,倘若随机误差区间落在  $(-\infty \sim +\infty)$  之间时,则其概率为

$$P = \int_{-\infty}^{+\infty} y d\delta = \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\delta^2}{2\sigma^2}} d\delta = 1$$

如果随机误差区间落在  $(-\delta \sim +\delta)$  之间时,则其概率为

$$P = \int_{-\delta}^{+\delta} y d\delta = \int_{-\delta}^{+\delta} \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\delta^2}{2\sigma^2}} d\delta$$

为了化成标准正态分布,将上式进行变量置换,设

$$t = \frac{\delta}{\sigma}, \quad dt = \frac{d\delta}{\sigma},$$

则上式化为

$$P = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-t}^{+t} e^{-\frac{t^2}{2}} dt = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-\frac{t^2}{2}} dt$$

令  $P = 2\phi(t)$ , 则

$$\phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-\frac{t^2}{2}} dt$$

函数  $\phi(t)$  称为拉普拉斯函数,也称正态概率积分。为了使用方便,附表 2-3 列出了不同  $t$  值对应的  $\phi(t)$  值。

表 2-2 给出  $t=1, 2, 3, 4$  等四个特殊值所对应的  $2\phi(t)$  值和  $[1-2\phi(t)]$  值。由此表可见,当  $t=3$  时,在  $\delta=\pm 3\sigma$  范围内的概率为 99.73%, $\delta$  超出该范围的概率仅为 0.27%,即连续 370 次测量中,随机误差超出  $\pm 3\sigma$  的只有一次。测量次数一般不会多于几十次。随机误差超出  $\pm 3\sigma$  的情况实际上很难出现。因此,可取  $\delta=\pm 3\sigma$  作为随机误差的极限值,记作

$$\delta_{\text{lim}} = \pm 3\sigma \quad (2-8)$$

显然, $\delta_{\text{lim}}$  也是测量列中单次测量值的测量极限误差。

表 2-2 四个特殊  $t$  值对应的概率

$t$	$\delta = \pm t\sigma$	不超出 $ \delta $ 的概率 $P = 2\phi(t)$	超出 $ \delta $ 的概率 $\alpha = 1 - 2\phi(t)$
1	$1\sigma$	0.6826	0.3174
2	$2\sigma$	0.9544	0.0456
3	$3\sigma$	0.9973	0.0027
4	$4\sigma$	0.99936	0.00064

选择不同的  $t$  值,就对应有不同的概率,测量极限误差的可信程度也就不一样。随机误差在  $\pm t\sigma$  范围内出现的概率称为置信概率, $t$  称为置信因子或置信系数。在几何量测量中,通常取置信因子  $t=3$ ,则置信概率为 99.73%。例如某次测量的测得值为 40.002mm,若已知标准偏差  $\sigma=0.0003\text{mm}$ ,置信概率取 99.73%,则测量结果应为

$$40.002 \pm 3 \times 0.0003 = 40.002 \pm 0.0009\text{mm}$$

即被测几何量的真值有 99.73% 的可能性在 40.0011~40.0029mm 之间。

## 2. 测量列中随机误差的处理步骤

在一定测量条件下,对同一被测几何量进行连续多次测量,得到一测量列,假设其中不存在系统误差和粗大误差,则对随机误差的处理首先应按式(2-7)计算单次测量值的标准偏差,然后再由式(2-8)计算得到随机误差的极限值。但是,由于被测几何量的真值未知,所以不能按式(2-7)计算求得标准偏差  $\sigma$  的数值。在实际测量时,当测量次数  $N$  充分大时,随机误差的算术平均值趋于零,因此可以用测量列中各个测得值的算术平均值代替真值,并用一定的方法估算出标准偏差,进而确定测量结果。具体处理过程如下:

### (1) 计算测量列中各个测得值的算术平均值

设测量列的测得值为  $x_1, x_2, \dots, x_N$ , 则算术平均值为

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N} \quad (2-9)$$

式中  $N$ ——测量次数。

### (2) 计算残差

用算术平均值代替真值后,计算各个测得值  $x_i$  与算术平均值  $\bar{x}$  之差。它称为残余误差(简称残差),记为  $\nu_i$ ,即

$$\nu_i = x_i - \bar{x} \quad (2-10)$$

残差具有如下两个特性:

① 残差的代数和等于零,即  $\sum_{i=1}^N \nu_i = 0$ 。这一特性可以用来校核算术平均值及残差计算的准确性。

② 残差的平方和为最小,即  $\sum_{i=1}^N \nu_i^2 = \min$ 。由此可以说明,用算术平均值作为测量结果是最可靠且最合理的。

### (3) 估算测量列中单次测量值的标准偏差

用测量列中各个测得值的算术平均值代替真值计算得到各个测得值的残差后,可按贝塞尔(Bessel)公式计算出单次测量值的标准偏差的估计值。贝塞尔公式为:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \nu_i^2}{N-1}} \quad (2-11)$$

该式根号内的分母为  $(N-1)$ ,而式(2-7)根号内的分母为  $N$ ,这是因为  $N$  个测得值的残差代数和等于零这个条件约束,所以  $N$  个残差只能等效于  $(N-1)$  个独立的随机变量。

这时,单次测量值的测量结果  $x_c$  可表示为

$$x_c = x_i \pm 3\sigma \quad (2-12)$$

### (4) 计算测量列算术平均值的标准偏差

若在一定测量条件下,对同一被测几何量进行多组测量(每组皆测量  $N$  次),则对应每组  $N$  次测量都有一个算术平均值,各组的算术平均值不相同。不过,它们的分散程度要比单次测量值的分散程度小得多。描述它们的分散程度同样可以用标准偏差作为评定指标

(图 2-12)。

根据误差理论,测量列算术平均值的标准偏差  $\sigma_{\bar{x}}$  与测量列单次测量值的标准偏差  $\sigma$  存在如下关系:

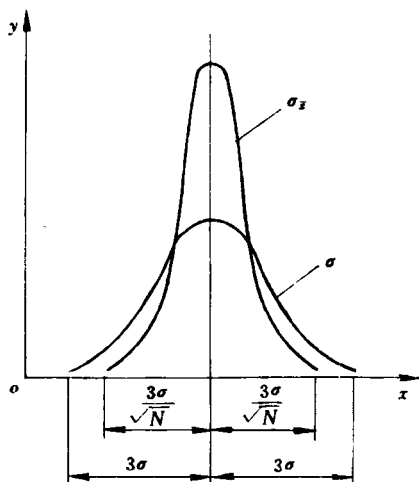


图 2-12  $\sigma_{\bar{x}}$  与  $\sigma$  的关系

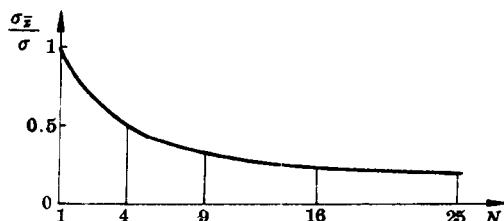


图 2-13  $\frac{\sigma_{\bar{x}}}{\sigma}$  与  $N$  的关系

$$\sigma_{\bar{x}} = \frac{\sigma}{\sqrt{N}} \quad (2-13)$$

式中  $N$ ——每组的测量次数。

由式(2-13)可知,多组测量的算术平均值的标准偏差  $\sigma_{\bar{x}}$  为单次测量值的标准偏差的  $\sqrt{N}$  分之一。这说明测量次数越多,  $\sigma_{\bar{x}}$  就越小,测量精密度就越高,但由函数  $\sigma_{\bar{x}}/\sigma = 1/\sqrt{N}$  画得的图形(图 2-13)可知,当  $\sigma$  一定时,  $N > 10$  以后,  $\sigma_{\bar{x}}$  减小已很缓慢,故测量次数不必过多,一般情况下,取  $N = 10 \sim 15$  次。

测量列算术平均值的测量极限误差为

$$\delta_{\lim(\bar{x})} = \pm 3\sigma_{\bar{x}} \quad (2-14)$$

多次(组)测量所得算术平均值的测量结果  $x_e$  可表示为

$$x_e = \bar{x} \pm 3\sigma_{\bar{x}} \quad (2-15)$$

## 二、测量列中系统误差的处理

在实际测量中,系统误差对测量结果的影响往往是不容忽视的,而这种影响并非无规律可寻,因此揭示系统误差出现的规律性,并且消除其对测量结果的影响,是提高测量精度的有效措施。

### 1. 发现系统误差的方法

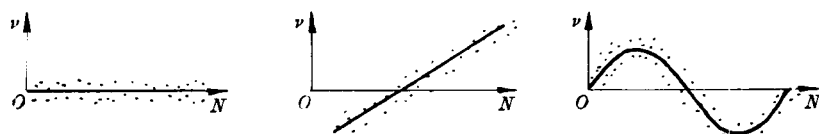
在测量过程中产生系统误差的因素是复杂的,人们还难于查明所有的系统误差,也不可能全部消除系统误差的影响。发现系统误差必须根据具体测量过程和计量器具进行全而而仔细的分析,但这是一件困难而又复杂的工作,目前还没有能够适用于发现各种系统误差的普遍方法,下面只介绍适用于发现某些系统误差常用的两种方法。

### (1) 实验对比法

实验对比法是指改变产生系统误差的测量条件而进行不同测量条件下的测量,以发现系统误差,这种方法适用于发现定值系统误差。例如量块按标称尺寸使用时,在被测几何量的测量结果中就存在由于量块的尺寸偏差而产生的大小和符号均不变的定值系统误差,重复测量也不能发现这一误差,只有用另一块等级更高的量块进行测量对比时才能发现它。

### (2) 残差观察法

残差观察法是指根据测量列的各个残差大小和符号的变化规律,直接由残差数据或残差曲线图形来判断有无系统误差,这种方法主要适用于发现大小和符号按一定规律变化的变值系统误差。根据测量先后次序,将测量列的残差作图(如图 2-14 所示),观察残差的规律。若各残差大体上正、负相间,又没有显著变化(如图 2-14a),则不存在变值系统误差。若各残差按近似的线性规律递增或递减(如图 2-14b),则可判断存在线性系统误差。若各残差按近似的线性规律递增或递减(如图 2-14b),则可判断存在线性系统误差。若各残差的大小和符号有规律地周期变化(如图 2-14c),则可判断存在周期性系统误差。



(a) 不存在变值系统误差

(b) 存在线性系统误差

(c) 存在周期性系统误差

图 2-14 变值系统误差的发现

## 2. 消除系统误差的方法

### (1) 从产生误差根源上消除系统误差

这要求测量人员对测量过程中可能产生系统误差的各个环节作仔细的分析,并在测量前就将系统误差从产生根源上加以消除。例如,为了防止测量过程中仪器示值零位的变动,测量开始和结束时都需检查示值零位。

### (2) 用修正法消除系统误差

这种方法是预先将计量器具的系统误差检定或计算出来,作出误差表或误差曲线,然后取与误差数值相同而符号相反的值作为修正值,将测得值加上相应的修正值,即可得到不包含系统误差的测量结果。

### (3) 用抵消法消除定值系统误差

这种方法要求在对称位置上分别测量一次,以使这两次测量中测得的数据出现的系统误差大小相等,符号相反,取这两次测量中数据的平均值作为测得值,即可消除定值系统误差。例如,在工具显微镜上测量螺纹螺距时,为了消除螺纹轴线与量仪工作台移动方向倾斜而引起的系统误差,可分别测取螺纹左、右牙面的螺距,然后取它们的平均值作为螺距测得值。

### (4) 用半周期法消除周期性系统误差

对周期性系统误差,可以每相隔半个周期进行一次测量,以相邻两次测量的数据的平均值作为一个测得值,即可有效消除周期性系统误差。

消除和减小系统误差的关键是找出误差产生的根源和规律。实际上,系统误差不可能完

全消除,但一般来说,系统误差若能减小到使其影响相当于随机误差的程度,则可认为已被消除。

### 三、测量列中粗大误差的处理

粗大误差的数值相当大,在测量中应尽可能避免。如果粗大误差已经产生,则应根据判断粗大误差的准则予以剔除,通常用拉依达(Пайта)准则来判断。

拉依达准则又称  $3\sigma$  准则。该准则认为,当测量列服从正态分布时,残差落在  $\pm 3\sigma$  外的概率仅有 0.27%,即在连续 370 次测量中只有一次测量的残差超出  $\pm 3\sigma$ ,而实际上连续测量的次数决不会超过 370 次,测量列中就不应该有超出  $\pm 3\sigma$  的残差。因此,当测量列中出现绝对值大于  $3\sigma$  的残差时,即

$$|\nu_i| > 3\sigma \quad (2-16)$$

则认为该残差对应的测得值含有粗大误差,应予以剔除。

测量次数小于或等于 10 时,不能使用拉依达准则。

## § 6 等精度测量列的数据处理

等精度测量是指在测量条件(包括量仪、测量人员、测量方法及环境条件等)不变的情况下,对某一被测几何量进行的连续多次测量。虽然在此条件下得到的各个测得值不同,但影响各个测得值精度的因素和条件相同,故测量精度视为相等。相反,在测量过程中全部或部分因素和条件发生改变,则称为不等精度测量。在一般情况下,为了简化对测量数据的处理,大多采用等精度测量。

### 一、直接测量列的数据处理

为了从直接测量列中得到正确的测量结果,应按以下步骤进行数据处理。

首先判断测量列中是否存在系统误差。如果存在系统误差,则应采取措施(如在测得值中加入修正值)加以消除,然后计算测量列的算术平均值、残差和单次测量值的标准偏差。再判断是否存在粗大误差。若存在粗大误差,则应剔除含有粗大误差的测得值,并重新组成测量列,重复上述计算,直到将所有含有粗大误差的测得值剔除为止。之后,计算消除系统误差和剔除粗大误差后的测量列的算术平均值、它的标准偏差和测量极限误差。最后,在此基础上确定测量结果。

**例 1** 对某一轴径  $d$  等精度测量 15 次,按测量顺序将各测得值依次列于表 2-3 中,试求测量结果。

**解**

(1) 判断定值系统误差

假设计量器具已经检定、测量环境得到有效控制,可认为测量列中不存在定值系统误差。

(2) 求测量列算术平均值

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N} = 24.957 \text{mm}$$



## (3) 计算残差

各残差的数值经计算后列于表 2-3 中。按残差观察法,这些残差的符号大体上正、负相间,没有周期性变化,因此可以认为测量列中不存在变值系统误差。

表 2-3 数据处理计算表

测量序号	测得值 $x_i$ (mm)	残差 $\nu_i = x_i - \bar{x}$ ( $\mu\text{m}$ )	残差的平方 $\nu_i^2$ ( $\mu\text{m}^2$ )
1	24.959	+2	4
2	24.955	-2	4
3	24.958	+1	1
4	24.957	0	0
5	24.958	+1	1
6	24.956	-1	1
7	24.957	0	0
8	24.958	+1	1
9	24.955	-2	4
10	24.957	0	0
11	24.959	+2	4
12	24.955	-2	4
13	24.956	-1	1
14	24.957	0	0
15	24.958	+1	1
算术平均值 $\bar{x} = 24.957\text{mm}$		$\sum_{i=1}^N \nu_i = 0$	$\sum_{i=1}^N \nu_i^2 = 26\mu\text{m}^2$

## (4) 计算测量列单次测量值的标准偏差

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \nu_i^2}{N-1}} = \sqrt{\frac{26}{15-1}} \approx 1.3\mu\text{m}$$

## (5) 判断粗大误差

按照拉依达准则,测量列中没有出现绝对值大于  $3\sigma$  ( $3 \times 1.3 = 3.9\mu\text{m}$ ) 的残差,因此判断测量列中不存在粗大误差。

## (6) 计算测量列算术平均值的标准偏差

$$\sigma_{\bar{x}} = \frac{\sigma}{\sqrt{N}} = \frac{1.3}{\sqrt{15}} \approx 0.35\mu\text{m}$$

## (7) 计算测量列算术平均值的测量极限误差

$$\delta_{\text{lim}(\bar{x})} = \pm 3\sigma_{\bar{x}} = \pm 3 \times 0.35 = \pm 1.05\mu\text{m}$$

## (8) 确定测量结果

$$d_e = \bar{x} \pm \delta_{\text{lim}(\bar{x})} = 24.957 \pm 0.001\text{mm}$$

这时的置信概率为 99.73%。

## 二、间接测量列的数据处理

在有些情况下,由于某些被测对象的特点,不能进行直接测量,这时需要采用间接测量。间接测量是指通过测量与被测几何量有一定关系的其他几何量,按照已知的函数关系式计算出被测几何量的量值。因此间接测量的被测几何量是测量所得到的各个实测几何量的函数,而间接测量的测量误差则是各个实测几何量测量误差的函数,故称这种误差为函数误差。

## 1. 函数误差的基本计算公式

间接测量中,被测几何量通常是实测几何量的多元函数,它表示为

$$y = F(x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_m) \quad (2-17)$$

式中  $y$ ——被测几何量;

$x_i$ ——各实测几何量。

该函数的增量可用函数的全微分来表示,即

$$dy = \sum_{i=1}^m \frac{\partial F}{\partial x_i} dx_i \quad (2-18)$$

式中  $dy$ ——被测几何量的测量误差;

$dx_i$ ——各实测几何量的测量误差;

$\frac{\partial F}{\partial x_i}$ ——各实测几何量的测量误差的传递系数。

式(2-18)即为函数误差的基本计算公式。

## 2. 函数系统误差的计算

如果各个实测几何量  $x_i$  的测得值中存在着系统误差  $\Delta x_i$ ,那么被测几何量  $y$  也存在着系统误差  $\Delta y$ 。以  $\Delta x_i$  代替式(2-18)中的  $dx_i$ ,则可近似得到函数系统误差的计算式:

$$\Delta y = \sum_{i=1}^m \frac{\partial F}{\partial x_i} \Delta x_i \quad (2-19)$$

式(2-19)即为间接测量中系统误差的计算公式。

## 3. 函数随机误差的计算

由于各个实测几何量  $x_i$  的测得值中存在着随机误差,因此被测几何量  $y$  也存在着随机误差。根据误差理论,函数的标准偏差  $\sigma_y$  与各个实测几何量的标准偏差  $\sigma_{x_i}$  的关系为

$$\sigma_y = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left( \frac{\partial F}{\partial x_i} \right)^2 \sigma_{x_i}^2} \quad (2-20)$$

如果各个实测几何量的随机误差均服从正态分布,则由式(2-20)可推导出函数的测量极限误差的计算公式:

$$\delta_{\lim(y)} = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^m \left( \frac{\partial F}{\partial x_i} \right)^2 \delta_{\lim(x_i)}^2} \quad (2-21)$$

式中  $\delta_{\lim(y)}$ ——被测几何量的测量极限误差;

$\delta_{\lim(x_i)}$ ——各个实测几何量的测量极限误差。

## 4. 间接测量列的数据处理步骤

首先,确定被测几何量与各个拟实测几何量的函数关系及其表达式。然后把各个实测几何量的测得值代入该表达式,求出被测几何量值。之后按式(2-19)和式(2-21)分别计算被测几何量的系统误差  $\Delta y$  和测量极限误差  $\delta_{\lim(y)}$ 。最后在此基础上确定测量结果。

$$y_e = (y - \Delta y) \pm \delta_{\lim(y)} \quad (2-22)$$

**例2** 参看图 2-6,在万能工具显微镜上用弓高弦长法间接测量圆弧样板的半径  $R$ 。测得弓高  $h=4\text{mm}$ ,弦长  $b=40\text{mm}$ ,它们的系统误差和测量极限误差分别为  $\Delta h=0.0008\text{mm}$ ,  $\delta_{\lim(h)}=\pm 0.0015\text{mm}$ ;  $\Delta b=-0.002\text{mm}$ ,  $\delta_{\lim(b)}=\pm 0.002\text{mm}$ 。试确定圆弧半径  $R$  的测量结果。

解

(1) 由式(2-2)计算圆弧半径  $R$ 

$$R = \frac{b^2}{8h} + \frac{h}{2} = \frac{40^2}{8 \times 4} + \frac{4}{2} = 52\text{mm}$$

(2) 按式(2-19)计算圆弧半径  $R$  的系统误差  $\Delta R$ 

$$\begin{aligned}\Delta R &= \frac{\partial F}{\partial b} \Delta b + \frac{\partial F}{\partial h} \Delta h = \frac{b}{4h} \Delta b - \left( \frac{b^2}{8h^2} - \frac{1}{2} \right) \Delta h \\ &= \frac{40 \times (-0.002)}{4 \times 4} - \left( \frac{40^2}{8 \times 4^2} - \frac{1}{2} \right) \times 0.0008 = -0.0146\text{mm}\end{aligned}$$

(3) 按式(2-21)计算圆弧半径  $R$  的测量极限误差  $\delta_{\text{lim}(R)}$ 

$$\begin{aligned}\delta_{\text{lim}(R)} &= \pm \sqrt{\left( \frac{b}{4h} \right)^2 \delta_{\text{lim}(b)}^2 + \left( \frac{b^2}{8h^2} - \frac{1}{2} \right)^2 \delta_{\text{lim}(h)}^2} \\ &= \pm \sqrt{\left( \frac{40}{4 \times 4} \right)^2 \times 0.002^2 + \left( \frac{40^2}{8 \times 4^2} - \frac{1}{2} \right)^2 \times 0.0015^2} \\ &= \pm 0.0187\text{mm}\end{aligned}$$

(4) 按式(2-22)确定测量结果  $R_*$ 

$$\begin{aligned}R_* &= (R - \Delta R) \pm \delta_{\text{lim}(R)} = [52 - (-0.0146)] \pm 0.0187 \\ &= 52.0146 \pm 0.0187\text{mm}\end{aligned}$$

此时的置信概率为 99.73%。

## 第三章 孔、轴公差与配合

机械零件的几何精度取决于该零件的尺寸精度、形状和位置精度以及表面粗糙度等。它们是根据零件在机器中的使用要求确定的。为了满足使用要求,保证零件的互换性,我国发布了一系列与孔、轴尺寸精度有直接联系的孔、轴公差与配合方面的国家标准:GB/T 1800《极限与配合 基础》(其中包含词汇,公差、偏差和配合的基本规定,标准公差和基本偏差数值表等三部分)、GB/T 1800.4—1999《极限与配合 标准公差等级和孔、轴的极限偏差》、GB/T 1801—1999《极限与配合 公差带和配合的选择》和 GB/T 1804—92《一般公差 线性尺寸的未注公差》。这些标准的制定与实施可以满足我国机械产品的设计和适应国际贸易的需要。

下面就上述标准的基本概念和应用,以及孔、轴公差与配合的确定进行阐述。

### § 1 基本术语及其定义

#### 一、孔和轴的定义

孔通常是指工件的圆柱形内表面,也包括非圆柱形内表面(由两平行平面或切面形成的包容面。例如,键槽的宽度表面)。

轴通常是指工件的圆柱形外表面,也包括非圆柱形外表面(由两平行平面或切面形成的被包容面。例如,平键的宽度表面)。

#### 二、有关尺寸的术语及定义

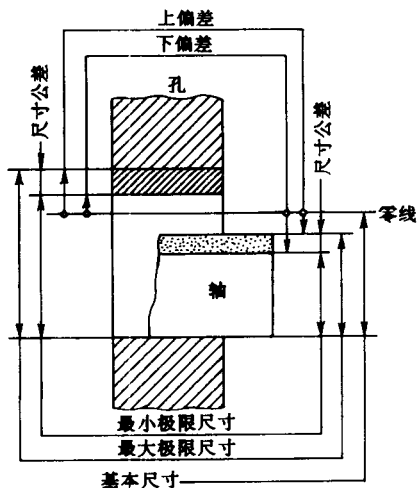


图 3-1 基本尺寸和极限尺寸

##### 1. 线性尺寸

尺寸通常分为两类:线性尺寸和角度。线性尺寸(简称尺寸)是指两点之间的距离,如直径、宽度、高度、深度、厚度及中心距等。

##### 2. 基本尺寸

基本尺寸是指设计确定的尺寸,用符号  $D$  表示。它是根据零件的强度、刚度等的计算和结构的设计确定的,并应化整,尽量采用标准尺寸,执行 GB2822—81《标准尺寸》的规定(见附表 3-1)。

##### 3. 极限尺寸

极限尺寸是指一个孔或轴允许的尺寸的两个极端(见图 3-1)。其中一个极端为最大极限尺寸,它是指孔或轴允许的最大尺寸,孔和轴的最大极限尺寸分别用符号  $D_{\max}$  和  $d_{\max}$  表示。另一个极端为最小极限尺寸,它

是指孔或轴允许的最小尺寸,孔和轴的最小极限尺寸分别用符号  $D_{\min}$  和  $d_{\min}$  表示。

## 4. 实际尺寸

实际尺寸是指零件加工后通过测量获得的某一孔、轴的尺寸(两相对点之间的距离,用两点法测量)。孔和轴的实际尺寸分别用  $D_a$  和  $d_a$  表示。由于存在测量误差,测量获得的实际尺寸并非真实尺寸,而是一近似于真实尺寸的尺寸。

基本尺寸和极限尺寸是设计时给定的,实际尺寸应限制在极限尺寸范围内,也可达到极限尺寸。孔或轴实际尺寸的合格条件分别为:

$$D_{\min} \leq D_a \leq D_{\max}; d_{\min} \leq d_a \leq d_{\max}$$

## 三、有关偏差和公差的术语及定义

## 1. 尺寸偏差

尺寸偏差(简称偏差)是指某一尺寸(极限尺寸、实际尺寸等)减去基本尺寸所得的代数差。代数差可能是正值、负值或零。偏差值除零外,前面必须冠以正、负号。

偏差分为极限偏差和实际偏差。

极限偏差是指极限尺寸减去基本尺寸所得的代数差(见图 3-1)。极限偏差又分为上偏差和下偏差。上偏差是指最大极限尺寸减去基本尺寸所得的代数差。孔和轴的上偏差分别用符号 ES 和 es 表示。下偏差是指最小极限尺寸减去基本尺寸所得的代数差。孔和轴的下偏差分别用符号 EI 和 ei 表示。极限偏差可用下列公式表示:

$$\begin{aligned} ES &= D_{\max} - D; EI = D_{\min} - D \\ es &= d_{\max} - D; ei = d_{\min} - D \end{aligned} \quad (3-1)$$

实际偏差是指实际尺寸减去基本尺寸所得的代数差,它应限制在极限偏差范围内,也可达到极限偏差。孔或轴实际偏差的合格条件为:

$$\text{下偏差} \leq \text{实际偏差} \leq \text{上偏差}$$

## 2. 尺寸公差

尺寸公差(简称公差)是指最大极限尺寸减去最小极限尺寸所得的差值,或上偏差减去下偏差所得的差值。它是允许尺寸的变动量。孔和轴的尺寸公差分别用符号  $T_h$  和  $T_s$  表示。公差与极限尺寸、极限偏差的关系如下:

$$\begin{aligned} T_h &= D_{\max} - D_{\min} = ES - EI \\ T_s &= d_{\max} - d_{\min} = es - ei \end{aligned} \quad (3-2)$$

鉴于最大极限尺寸总是大于最小极限尺寸,上偏差总是大于下偏差,所以公差是一个没有符号的绝对值,公差不可能为负值或零。

## 3. 公差带示意图及公差带

在分析孔、轴的尺寸、偏差、公差的关系时,可以采用公差带示意图的形式。参看图 3-2,公差带示意图中有一条表示基本尺寸的零线和相应公差带。零线以上为正偏差,零线以下为负偏差。公差带是指在公差带示意图中,由代表上偏差和下偏差或者最大极限尺寸和最小极限尺寸的两条直线所限定的一个区域。公差带在零线垂直方向上的宽度代表公差值,沿零线方向的长度可适当选取。在公差带示意图中,基本尺寸的单

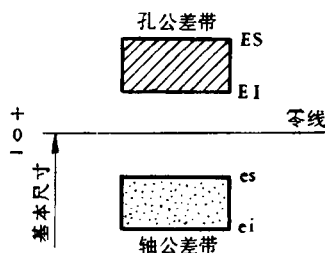


图 3-2 孔、轴公差带示意图

位用 mm 表示,极限偏差和公差单位可用 mm 表示,也可用  $\mu\text{m}$  表示。

公差带由“公差带大小”与“公差带位置”两个要素组成,公差带的大小由公差值确定,公差带相对于零线的位置由极限偏差(上偏差或下偏差)确定。为了使公差带标准化,GB/T1800.3-1998《极限与配合 基础 第3部分:标准公差和基本偏差数值表》将公差和极限偏差数值都进行标准化,分别规定了相应的标准公差和基本偏差数值。

经标准化的公差与偏差制度称为极限制。

#### 4. 标准公差

标准公差是指国家标准所规定的公差值。

#### 5. 基本偏差

基本偏差是指国家标准所规定的上偏差或下偏差,它一般为靠近零线或位于零线的那个极限偏差。

### 四、有关配合的术语及定义

#### 1. 配合

配合是指基本尺寸相同的,相互结合的孔和轴公差带之间的关系。组成配合的孔与轴的公差带位置不同,便形成不同的配合性质。

#### 2. 间隙或过盈

间隙或过盈是指孔的尺寸减去相配合的轴的尺寸所得的代数差。该代数差为正值时,叫做间隙,用符号  $X$  表示;该代数差为负值时,叫做过盈,用符号  $Y$  表示。

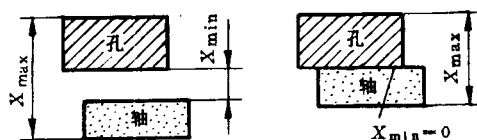


图 3-3 间隙配合的示意图

#### 3. 配合的分类

##### (1) 间隙配合

间隙配合是指具有间隙(包括最小间隙等于零)的配合。此时,孔公差带在轴公差带上方(见图 3-3)。

间隙配合中,孔的最大极限尺寸减去轴的最小极限尺寸所得的代数差称为最大间隙,它用符号  $X_{\max}$  表示,即

$$X_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei \quad (3-3)$$

孔的最小极限尺寸减去轴的最大极限尺寸所得的代数差称为最小间隙,它用符号  $X_{\min}$  表示,即

$$X_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es \quad (3-4)$$

当孔的最小极限尺寸与轴的最大极限尺寸相等时,则最小间隙为零。

在实际设计中有时用到平均间隙,间隙配合中的平均间隙用符号  $X_{av}$  表示,即

$$X_{av} = (X_{\max} + X_{\min})/2 \quad (3-5)$$

间隙数值的前面必须冠以正号。

##### (2) 过盈配合

过盈配合是指具有过盈(包括最小过盈等于零)的配合。此时,孔公差带在轴公差带的下方(见图 3-4)。

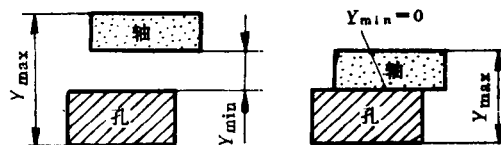


图 3-4 过盈配合的示意图

过盈配合中,孔的最大极限尺寸减去轴的最小极限尺寸所得的代数差称为最小过盈,它用符号  $Y_{\min}$  表示,即

$$Y_{\min} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei \quad (3-6)$$

孔的最小极限尺寸减去轴的最大极限尺寸所得的代数差称为最大过盈,它用符号  $Y_{\max}$  表示,即

$$Y_{\max} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es \quad (3-7)$$

当孔的最大极限尺寸与轴的最小极限尺寸相等时,则最小过盈为零。

在实际设计中有时用到平均过盈,过盈配合中的平均过盈用符号  $Y_{av}$  表示,即

$$Y_{av} = (Y_{\min} + Y_{\max})/2 \quad (3-8)$$

过盈数值的前面必须冠以负号。

### (3) 过渡配合

过渡配合是指可能具有间隙或过盈的配合。此时,孔公差带与轴公差带相互交叠(见图 3-5)。

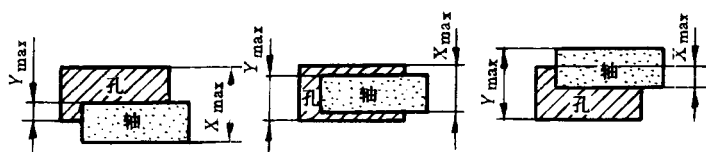


图 3-5 过渡配合的示意图

过渡配合中,孔的最大极限尺寸减去轴的最小极限尺寸所得的代数差称为最大间隙,其计算公式与式(3-3)相同。孔的最小极限尺寸减去轴的最大极限尺寸所得的代数差称为最大过盈,其计算公式与式(3-7)相同。

过渡配合中的平均间隙或平均过盈为:

$$X_{av}(\text{或 } Y_{av}) = (X_{\max} + Y_{\max})/2 \quad (3-9)$$

### (4) 配合公差

对孔、轴配合的使用要求为间隙(或过盈)的大小,它应控制在允许的最小间隙(或最大过盈)与最大间隙(或最小过盈)范围内。后者减去前者所得的差值为该配合中的孔与轴公差之和,称为配合公差,用符号  $T_f$  表示,即

间隙配合中

$$X_{\max} - X_{\min} = T_h + T_s = T_f \quad (3-10)$$

过盈配合中

$$Y_{\min} - Y_{\max} = T_h + T_s = T_f \quad (3-11)$$

过渡配合中

$$X_{\max} - Y_{\max} = T_h + T_s = T_f \quad (3-12)$$

式(3-10)、(3-11)、(3-12)反映使用要求与加工要求的关系。设计时,可根据配合中允许的间隙或过盈变动范围,来确定孔和轴的公差。鉴于最大间隙总是大于最小间隙,最小过盈总是大于最大过盈(它们都带负号),所以配合公差是一个没有符号的绝对值。

**例 1** 组成配合的孔和轴在零件图上标注的基本尺寸和极限偏差分别为孔  $\phi 50^{+0.025}_0$  mm 和轴  $\phi 50^{-0.009}_{-0.025}$  mm,试计算该配合的最大间隙、最小间隙、平均间隙和配合公差,并画出孔、轴

公差带示意图。

解

由式(3-3)计算最大间隙

$$X_{\max} = ES - ei = +0.025 - (-0.025) = +0.050\text{mm}$$

由式(3-4)计算最小间隙

$$X_{\min} = EI - es = 0 - (-0.009) = +0.009\text{mm}$$

由式(3-5)计算平均间隙

$$X_{\text{av}} = (X_{\max} + X_{\min})/2 = [(+0.050) + (+0.009)]/2 = +0.0295\text{mm}$$

由式(3-10)计算配合公差

$$T_f = X_{\max} - X_{\min} = +0.050 - (+0.009) = 0.041\text{mm}$$

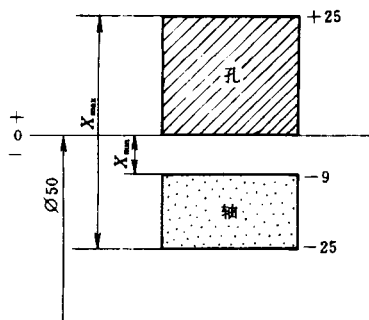


图 3-6 间隙配合的孔、轴  
公差带示意图

孔、轴公差带示意图见图 3-6。

## 五、基准制

在机械产品中,有各种不同的配合要求,这就需要各种不同的孔、轴公差带来实现。为了设计和制造上的经济性,把其中孔公差带(或轴公差带)的位置固定,而改变轴公差带(或孔公差带)的位置,来实现所需要的各种配合。这种制度称为基准制。

GB/T 1800.1—1997《极限与配合 基础 第1部分:词汇》规定了两种基准制(基孔制和基轴制)来获得各种配合。

### 1. 基孔制

基孔制是指基本偏差为一定的孔的公差带,与不同基本偏差的轴的公差带形成各种配合的一种制度(见图 3-7)。基孔制的孔为基准孔,它的基本偏差(下偏差)为零。基孔制的轴为非基准轴。

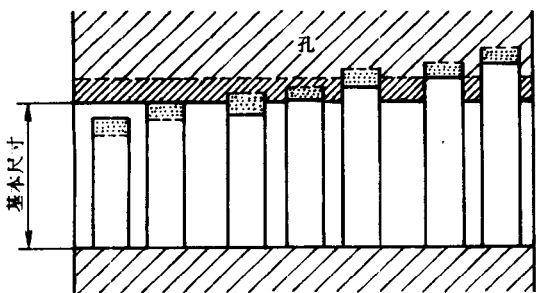


图 3-7 基孔制配合

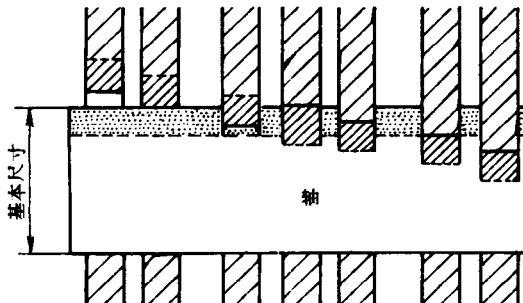


图 3-8 基轴制配合

### 2. 基轴制

基轴制是指基本偏差为一定的轴的公差带,与不同基本偏差的孔的公差带形成各种配合的一种制度(见图 3-8)。基轴制的轴为基准轴,它的基本偏差(上偏差)为零。基轴制的孔为非基准孔。

用标准化的孔、轴公差带(即同一极限制的孔和轴)组成各种配合的制度称为配合制。



**例 2** 有一过盈配合, 孔、轴的基本尺寸为  $\phi 45\text{mm}$ , 要求过盈在  $-0.045\text{mm}$  至  $-0.086\text{mm}$  范围内。试应用式(3-11), 并采用基孔制, 取孔公差等于轴公差的一倍半, 确定孔和轴的极限偏差, 画出孔、轴公差带示意图。

**解**

(1) 求孔、轴的公差

按式(3-11)得:  $Y_{\min} - Y_{\max} = T_h + T_s = (-0.045) - (-0.086) = 0.041\text{mm}$ , 一般取  $T_h = (1 \sim 1.6)T_s$ , 本例取  $T_h = 1.5T_s$ , 即  $1.5T_s + T_s = 0.041\text{mm}$ , 因此  $T_s = 0.016\text{mm}$ ,  $T_h = 0.025\text{mm}$ 。

(2) 求孔、轴的极限偏差

按基孔制, 则  $EI = 0$ , 因此  $ES = T_h + EI = 0.025 + 0 = +0.025\text{mm}$ 。由  $Y_{\min} = ES - ei$ , 得  $ei = ES - Y_{\min} = (+0.025) - (-0.045) = +0.070\text{mm}$ , 而  $es = ei + T_s = (+0.070) + 0.016 = +0.086\text{mm}$ 。

孔、轴公差带示意图如图 3-9 所示。

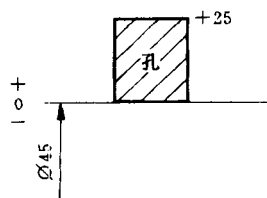
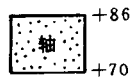


图 3-9 过盈配合的孔、轴公差带示意图

## § 2 常用尺寸孔、轴公差与配合国家标准的构成

《极限与配合》国家标准(孔、轴公差与配合国家标准)是用于机械零件尺寸精度设计的基础标准。机械产品中,基本尺寸不大于  $500\text{mm}$  的尺寸段在生产中应用最广,该尺寸段称为常用尺寸。

由前一节的叙述可知,各种配合是由孔与轴的公差带之间的关系决定的,而公差带的大小和位置则分别由标准公差和基本偏差决定。GB/T 1800.2—1998《极限与配合 基础 第2部分:公差、偏差和配合的基本规定》规定了标准公差系列和基本偏差系列。

### 一、标准公差系列

为了统一公差数值,GB/T 1800.3—1998 规定了一系列标准化的公差数值。标准公差为国家标准极限与配合制中所规定的任一公差。标准公差的数值由标准公差等级和标准公差因子确定。

#### 1. 标准公差等级及其代号

GB/T 1800.2—1998 将标准公差分为 20 个等级,它们用符号 IT 和阿拉伯数字组成的代号表示,分别用 IT01、IT0、IT1、IT2、…、IT18 表示。其中 IT01 最高,等级依次降低,IT18 最低。

#### 2. 标准公差因子

标准公差因子是计算标准公差的基本单位,也是制定标准公差数值系列的基础。标准公差的数值不仅与标准公差等级的高低有关,而且与基本尺寸的大小有关。

生产实践表明,在相同的加工条件下加工一批零件(孔或轴),基本尺寸不同的孔或轴加工后产生的加工误差范围亦不同。利用统计分析发现,加工误差范围与基本尺寸的关系呈立方抛物线的关系,如图 3-10 所示。

公差用于限制加工误差范围,而加工误差范围与基本尺寸有一定的关系,因此公差与基

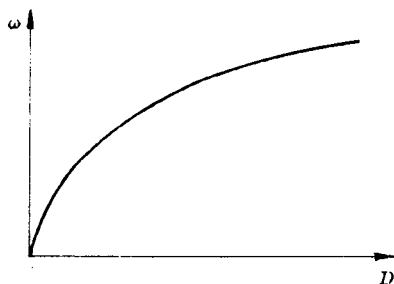


图 3-10 加工误差范围  $\omega$  与基本尺寸  $D$  的关系

本尺寸亦应有一定的关系,这种关系可以用标准公差因子的形式来表示。

基本尺寸不大于 500mm 时,IT5 至 IT18 的标准公差因子  $i$  用下式表示:

$$i = 0.045 \sqrt[3]{D} + 0.001D \quad (\mu\text{m}) \quad (3-13)$$

式中  $D$ ——基本尺寸(mm)。

式(3-13)中第一项表示加工误差范围与基本尺寸大小的关系;第二项表示测量误差(主要是测量时温度的变化产生的测量误差)与基本尺寸的大小呈线性关系。

### 3. 标准公差数值的计算

GB/T 1800.2—1998 中规定各个标准公差等级的标准公差数值计算公式见表 3-1。

表 3-1 标准公差数值的计算公式

标准公差等级	公 式	标准公差等级	公 式	标准公差等级	公 式
IT01	$0.3 + 0.008D$	IT6	$10i$	IT13	$250i$
IT0	$0.5 + 0.012D$	IT7	$16i$	IT14	$400i$
IT1	$0.8 + 0.020D$	IT8	$25i$	IT15	$640i$
IT2	$(IT1)(IT5/IT1)^{1/4}$	IT9	$40i$	IT16	$1000i$
IT3	$(IT1)(IT5/IT1)^{2/4}$	IT10	$64i$	IT17	$1600i$
IT4	$(IT1)(IT5/IT1)^{3/4}$	IT11	$100i$	IT18	$2500i$
IT5	$7i$	IT12	$160i$		

对于 IT5~IT18 的标准公差等级,标准公差数值用下列公式表示:

$$IT = a \cdot i \quad (3-14)$$

式中  $a$ ——标准公差等级系数。

$a$  采用 R5 系列中的化整优先数。标准公差等级越高,则  $a$  值越小;反之,标准公差等级越低,则  $a$  值越大。从 IT6 级开始,每隔五个等级, $a$  值增大到 10 倍。

对于 IT01、IT0、IT1 这三个标准公差等级,主要考虑测量误差的影响。因此,它们的标准公差数值与基本尺寸的关系为线形关系,并且这三个标准公差等级之间的常数和系数均采用优先数系的派生系列 R10/2 中的优先数。

对于 IT2、IT3、IT4 这三个标准公差等级,它们的标准公差数值在 IT1 与 IT5 间呈等比数列,该等比数列的公比  $q = (IT5/IT1)^{1/4}$ ,见表 3-1。

标准公差等级系数的划分符合优先数系规律时,就具有延伸性和插入性,例如按 R5 系列可确定 IT19 = 4000*i*(延伸);按 R10 系列可确定 IT6.5 = 12*i*(插入)。

### 4. 尺寸分段

由于标准公差因子  $i$  是基本尺寸  $D$  的函数,如果按表 3-1 所列的公式计算标准公差数

值,那么,对于每一个标准公差等级,给一个基本尺寸就可以计算对应的公差数值,这样编制的公差表格就非常庞大。为了把标准公差数值的数目减少到最低限度,统一公差数值,简化公差表格,GB/T 1800.3—1998 将基本尺寸分成若干段,见附表 3-2。

尺寸分段后,对于每一个标准公差等级,同一尺寸分段内(大于  $D_1$  至  $D_n$ )各个尺寸的标准公差数值相同,采用该尺寸分段首末两个尺寸的几何平均值  $D_j (D_j = \sqrt{D_{\text{首}} \cdot D_{\text{末}}})$  代入式(3-13)计算标准公差因子,这样就使得同一标准公差等级、同一尺寸分段的标准公差数值相同。附表 3-2 和附表 3-3 就是这样编制的。

**例 3** 求基本尺寸为 90mm 的 IT7 标准公差数值。

**解**

90mm 在大于 80mm 至 120mm 段内,这一尺寸分段的几何平均值  $D_j$  和标准公差因子  $i$  分别为:

$$D_j = \sqrt{80 \times 120} \approx 97.98 \text{ mm}$$

$$i = 0.45 \sqrt[3]{D_j} + 0.001 D_j \approx 2.173 \mu\text{m}$$

由表 3-1 知  $\text{IT}7 = 16i$ , 因此

$$\text{IT}7 = 16i = 16 \times 2.173 = 34.768 \mu\text{m}$$

经尾数化整,则得  $\text{IT}7 = 35 \mu\text{m}$ 。

在实际工作中,附表 3-2 和附表 3-3 除了直接用来查取一定基本尺寸和标准公差等级的标准公差数值以外,还可以根据已知基本尺寸和公差数值,确定它们对应的标准公差等级。

## 二、基本偏差系列

为了统一基本偏差数值,GB/T 1800.3—1998 规定了一系列标准化的基本偏差数值。基本偏差是指国家标准所规定的上偏差或下偏差,它一般为靠近零线或位于零线的那个极限偏差。当孔或轴的标准公差和基本偏差(上偏差或下偏差)确定后,就可以利用式(3-2)计算另一极限偏差(下偏差或上偏差)。

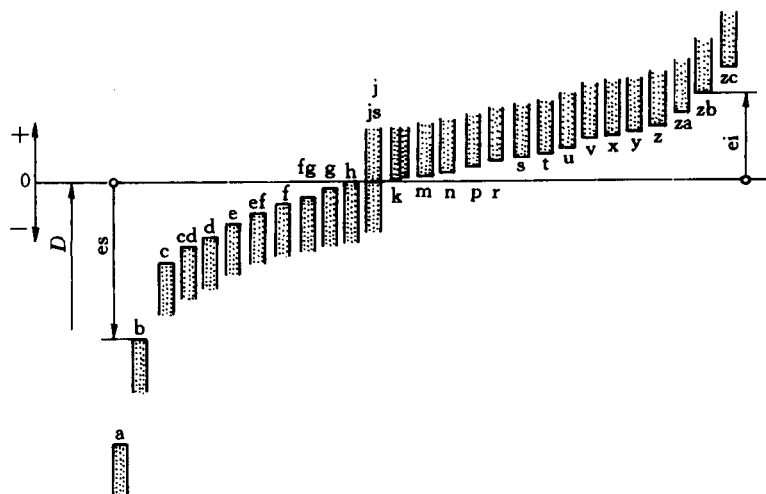
### 1. 基本偏差代号

GB/T 1800.2—1998 对孔和轴分别规定了 28 种基本偏差,每种基本偏差的代号用一个或两个英文字母表示。孔用大写字母表示,轴用小写字母表示。

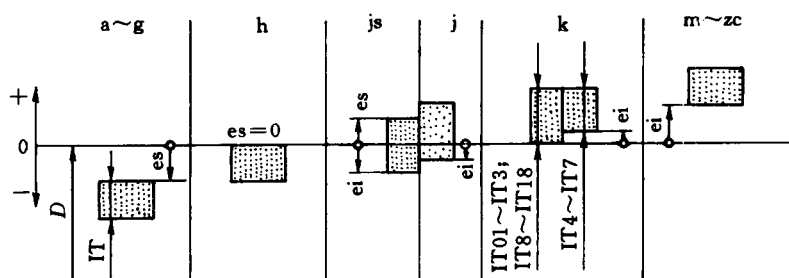
在 26 个英文字母中,去掉 5 个容易与其他符号含义混淆的字母(孔去掉 I、L、O、Q、W,轴去掉 i、l、o、q、w),剩下 21 个字母,加上由两个字母组成的 7 组字母(孔为 CD、EF、FG、JS、ZA、ZB、ZC,轴为 cd、ef、fg、js、za、zb、zc),孔、轴基本偏差代号各有 28 个。

### 2. 轴的基本偏差系列

轴的基本偏差系列见图 3-11。代号为 a~g 的基本偏差皆为上偏差  $es$ (负值)。代号为 h 的基本偏差为上偏差  $es = 0$ ,它是基轴制中基准轴的基本偏差代号。基本偏差代号为 js 的轴的公差带相对于零线对称分布,基本偏差可取为上偏差  $es = +\text{IT}/2$ ,也可取下偏差  $ei = -\text{IT}/2$ 。根据 GB/T 1800.3—1998 的规定,当标准公差等级为 IT7~IT11 时,若公差数值是奇数,则按  $\pm(\text{IT}-1)/2$  计算。代号为 j~zc 的基本偏差皆为下偏差  $ei$ (除 j 为负值外,其余皆为正值)。



(a) 轴的基本偏差系列



(b) 轴的基本偏差

图 3-11 轴的基本偏差系列示意图

### 3. 孔的基本偏差系列

孔的基本偏差系列见图 3-12。代号为 A~G 的基本偏差皆为下偏差 EI(正值)。代号为 H 的基本偏差为下偏差 EI=0,它是基孔制中基准孔的基本偏差代号。基本偏差代号为 JS 的孔的公差带相对于零线对称分布,基本偏差可取为上偏差 ES=+IT/2,也可取下偏差 EI=-IT/2,根据 GB/T 1800.3-1998 的规定,当标准公差等级为 IT7~IT11 时,若公差数值是奇数,则按  $\pm(IT-1)/2$  计算。代号为 J~ZC 的基本偏差皆为上偏差 ES(除 J、K 为正值外,其余皆为负值)。

### 4. 各种基本偏差所形成配合的特征

#### (1) 间隙配合

a~h(或 A~H)等 11 种基本偏差与基准孔基本偏差 H(或基准轴基本偏差 h)形成间隙配合。其中 a 与 H(或 A 与 h)形成的配合的间隙最大。此后,间隙依次减小,基本偏差 h 与 H 形成的配合的间隙最小,该配合的最小间隙为零。

#### (2) 过渡配合

js、j、k、m、n(或 JS、J、K、M、N)等 5 种基本偏差与基准孔基本偏差 H(或基准轴基本偏差 h)形成过渡配合。其中 js 与 H(或 JS 与 h)形成的配合较松,获得间隙的概率较大。此

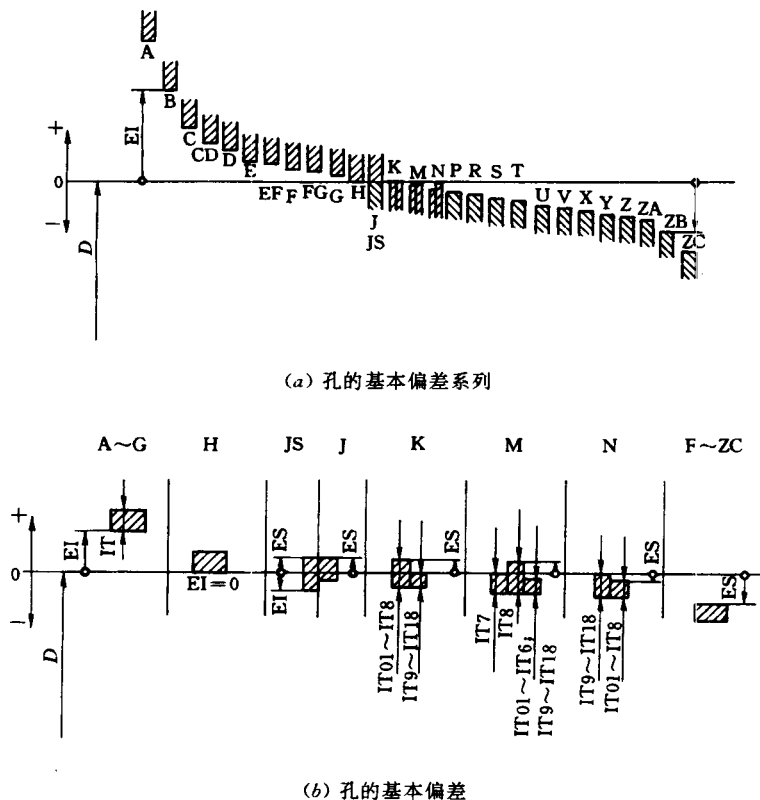


图 3-12 孔的基本偏差系列示意图

后,配合依次变紧, $n$ 与 $H$ (或 $N$ 与 $h$ )形成的配合较紧,获得过盈的概率较大。而标准公差等级很高的 $n$ 与 $H$ (或 $N$ 与 $h$ )形成的配合则为过盈配合。

### (3) 过盈配合

$p \sim zc$ (或 $P \sim ZC$ )等 12 种基本偏差与基准孔基本偏差 $H$ (或基准轴基本偏差 $h$ )形成过盈配合。其中 $p$ 与 $H$ (或 $P$ 与 $h$ )形成的配合的过盈最小。此后,过盈依次增大, $zc$ 与 $H$ (或 $ZC$ 与 $h$ )形成的配合的过盈最大。

### 5. 轴的基本偏差的确定

轴的各种基本偏差按表 3-2 所列的计算公式确定。这些计算公式是以基孔制中,基本偏差代号为 $H$ 的基准孔,与不同基本偏差的轴形成的各种配合为基础,根据设计要求、生产实践和科学实验,经统计分析得到的。

利用轴的基本偏差计算公式,以尺寸分段的几何平均值代入这些公式求得数值,经化整后编制出轴的基本偏差数值表(见附表 3-4)。

把孔、轴基本偏差代号和标准公差等级代号中的阿拉伯数字组合,就构成它们的公差带代号。例如孔公差带代号 $G8$ 、 $H7$ 、 $U6$ ,轴公差带代号 $g7$ 、 $h6$ 、 $u6$ 。公差带代号标注在零件图上。

把孔和轴的公差带代号组合,就构成配合代号。它用分数形式表示,分子为孔的公差带代号,分母为轴的公差带代号。例如基孔制配合代号 $H8/g7$ 、 $H7/u6$ 和基轴制配合代号 $F8/h8$ 、 $K8/h7$ 等。配合代号标注在装配图上。

表 3-2 轴的基本偏差计算公式

基本尺寸 $D(\text{mm})$		轴			公 式 ( $\mu\text{m}$ )	基本尺寸 $D(\text{mm})$		轴			公 式 ( $\mu\text{m}$ )
大于	至	基本偏差	符号	极限偏差		大于	至	基本偏差	符号	极限偏差	
1	120	a	—	es	$265+1.3D$	0	500	k	+	ei	$0.6\sqrt[3]{D}$
120	500				$3.5D$	500	3150		无符号		偏差=0
1	160	b	—	es	$140+0.85D$	0	500	m	+	ei	IT7-IT6
160	500				$1.8D$	500	3150				$0.024D+12.6$
0	40	c	—	es	$52D^{0.2}$	0	500	n	+	ei	$5D^{0.34}$
40	500				$95+0.8D$	500	3150				$0.04D+21$
0	10	cd	—	es	c 和 d 值的 几何平均值	0	500	p	+	ei	IT7+(0 至 5)
						500	3150				$0.072D-37.8$
0	3150	d	—	es	$16D^{0.44}$	0	3150	r	+	ei	p 和 s 值的几 何平均值
0	3150	e	—	es	$11D^{0.41}$						
0	10	ef	—	es	e 和 f 值的 几何平均值	0	50	s	+	ei	IT8+(1 至 4)
						50	3150				IT7+0.4D
0	3150	f	—	es	$5.5D^{0.41}$	24	3150	t	+	ei	IT7+0.63D
0	10	fg	—	es	f 和 g 值的 几何平均值	0	3150	u	+	ei	IT7+D
						14	500	v	+	ei	IT7+1.25D
0	3150	g	—	es	$2.5D^{0.34}$	0	500	x	+	ei	IT7+1.6D
0	3150	h	无符号	es	偏差=0	18	500	y	+	ei	IT7+2D
0	500	j			无公式	0	500	z	+	ei	IT7+2.5D
0	3150	js	+	es ei	$0.5IT_n$	0	500	za	+	ei	IT8+3.15D
						0	500	zb	+	ei	IT9+4D
						0	500	zc	+	ei	IT10+5D

注：① 公式中  $D$  是基本尺寸段的几何平均值。

② i, j 分别在附表 3-4、附表 3-5 中给出数值。

③ 基本尺寸至 500mm 轴的基本偏差 k 的计算公式仅适用于标准公差等级 IT4 至 IT7，对所有其他基本尺寸和所有其他的标准公差等级的基本偏差  $k=0$ ；基本尺寸至 500mm 孔的基本偏差  $K$  的计算公式见式(3-16)，此式仅适用于标准公差等级  $\leq IT8$ ，对于所有其他基本尺寸和标准公差等级  $> IT8$  的基本偏差  $K=0$ 。

**例 4** 利用标准公差数值表(附表 3-2)和轴的基本偏差数值表(附表 3-4)，确定  $\phi 50f6$  轴的极限偏差数值。

**解**

由附表 3-2 查得基本尺寸为 50mm 的  $IT6=16\mu\text{m}$ ；由附表 3-4 查得基本尺寸为 50mm，且基本偏差代号为 f 的基本偏差为上偏差  $es=-25\mu\text{m}$ ；轴的另一极限偏差为下偏差  $ei=es-IT=-25-16=-41\mu\text{m}$ 。因此，轴的极限偏差在图样上的标注为  $\phi 50_{-0.041}^{0.025}\text{mm}$ 。

#### 6. 孔的基本偏差的确定

##### (1) 通用规则

一般情况下，同一字母的孔的基本偏差与轴的基本偏差相对于零线是完全对称的。即：

孔与轴的基本偏差对应(例如 A 对应 a)时,两者的基本偏差的绝对值相等,而符号相反,即

$$EI = -es \quad (3-15)$$

或

$$ES = -ei$$

## (2) 特殊规则

通用规则适用于所有孔的基本偏差。但以下情况例外,而应采用特殊规则来确定孔的基本偏差。

① 基本尺寸大于 3mm 至 500mm 的孔的基本偏差代号为 N,且标准公差等级为 9 级或 9 级以下(标准公差等级  $>IT8$ )时,基本偏差数值(ES)等于零。

② 基本尺寸大于 3mm 至 500mm 的基轴制过渡和过盈配合中,给定某一标准公差等级的孔要与高一级的轴相配合(例如 K8/h7, U7/h6),并要求具有与同一基本偏差代号字母的基孔制配合(例如 H8/k7, H7/u6)相同的极限间隙或过盈时,该给定孔的基本偏差为按式(3-15)确定的数值,加上一个  $\Delta$  值(见图 3-13),即

$$ES = -ei + \Delta \quad (3-16)$$

式中,  $\Delta$  为尺寸分段内给定的某一标准公差等级的孔的标准公差  $IT_n$  与高一级的轴的标准公差  $IT_{(n-1)}$  的差值,即  $\Delta = IT_n - IT_{(n-1)}$ 。

应当指出,GB/T 1800.3-1998 中,对标准公差等级为 8 级或高于 8 级(标准公差等级  $\leq IT8$ ),且基本偏差代号为 K、M、N 的孔采用与高一级的轴的配合(例如 H8/k7, K8/h7);对标准公差等级为 7 级或高于 7 级(标准公差等级  $\leq IT7$ ),且基本偏差代号为 P 至 ZC 的孔采用与高一级的轴的配合(例如 H7/u6, U7/h6)。

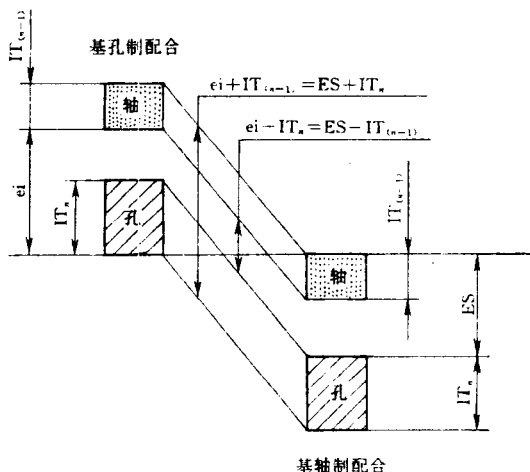


图 3-13 孔、轴基本偏差换算的特殊规则

按以上规则计算出孔的基本偏差数值,经化整后编制出孔的基本偏差数值表(见附表 3-5)。

GB/T 1800.3-1998 所编制和规定的尺寸和标准公差、基本偏差数值的基准温度为 20℃。

**例 5** 利用标准公差数值表(附表 3-2)和轴、孔的基本偏差数值表(附表 3-4、附表 3-5),确定  $\varnothing 80H8/r8$  和  $\varnothing 80R8/h8$  的极限偏差数值。

**解**

由附表 3-2 查得基本尺寸为 80mm 的  $IT8 = 46\mu m$ ,因此  $\varnothing 80H8/r8$  配合中基准孔的基

本偏差  $EI=0$ , 另一极限偏差为  $ES=+46\mu\text{m}$ ; 由附表 3-4 查得基本尺寸为  $80\text{mm}$ , 基本偏差代号为  $r$  的轴的基本偏差数值  $ei=+43\mu\text{m}$ , 该轴的另一极限偏差为  $es=+43+46=+89\mu\text{m}$ 。于是得  $\varnothing 80\text{H}8(+0.046)/r8(+0.089)$ 。

$\varnothing 80\text{R}8/h8$  配合中, 基准轴的基本偏差  $es=0$ , 另一极限偏差为  $ei=-46\mu\text{m}$ ; 由附表 3-5 查得基本尺寸为  $80\text{mm}$ , 基本偏差代号为  $R$  的孔的基本偏差数值  $ES=-43\mu\text{m}$ , 该孔的另一极限偏差为  $EI=-43-46=-89\mu\text{m}$ 。于是得  $\varnothing 80\text{R}8(-0.043)/h8(-0.089)$ 。

**例 6** 利用标准公差数值表(附表 3-2)和轴、孔的基本偏差数值表(附表 3-4、附表 3-5), 确定  $\varnothing 30\text{H}7/p6$  和  $\varnothing 30\text{P}7/h6$  的极限偏差数值。

**解**

由附表 3-2 查得基本尺寸为  $30\text{mm}$  的  $IT7=21\mu\text{m}$ ,  $IT6=13\mu\text{m}$ 。

$\varnothing 30\text{H}7/p6$  配合中, 基准孔的极限偏差为:  $ES=+21\mu\text{m}$ ,  $EI=0$ 。由附表 3-4 查得基本尺寸为  $30\text{mm}$ , 基本偏差代号为  $p$  的轴的基本偏差数值  $ei=+22\mu\text{m}$ , 另一极限偏差为  $es=+22+13=+35\mu\text{m}$ 。于是得  $\varnothing 30\text{H}7(+0.021)/p6(+0.035)$ 。

$\varnothing 30\text{P}7/h6$  配合中, 基准轴的极限偏差为:  $es=0$ ,  $ei=-13\mu\text{m}$ 。由附表 3-5 查得基本尺寸为  $30\text{mm}$ , 基本偏差代号为  $P$  的孔的基本偏差数值  $ES=-22\mu\text{m}+\Delta$ , 而  $\Delta=IT_n-IT_{(n-1)}=IT7-IT6=21-13=8\mu\text{m}$ , 因此  $\varnothing 30\text{P}7$  孔的  $ES=-22+8=-14\mu\text{m}$ ; 该孔的另一极限偏差为  $EI=ES-IT7=-14-21=-35\mu\text{m}$ 。于是得  $\varnothing 30\text{P}7(-0.014)/h6(-0.013)$ 。

### 三、公差与配合在图样上的标注

装配图上, 在基本尺寸后面标注配合代号, 如  $\varnothing 50 \frac{\text{H}7}{\text{f}6}$ 、 $\varnothing 50\text{H}7/\text{f}6$ (图 3-14a)。

零件图上, 在基本尺寸后面标注孔或轴的公差带代号, 或者标注上、下偏差数值, 或者同时标注公差带代号及上、下偏差数值。例如孔标注  $\varnothing 50\text{H}7$ (图 3-14b)或  $\varnothing 50^{+0.025}_0$ 或  $\varnothing 50\text{H}7(+0.025)$ ; 轴标注  $\varnothing 50\text{f}6$ (图 3-14c)或  $\varnothing 50^{-0.025}_{-0.041}$ 或  $\varnothing 50\text{f}6(-0.041)$ 。在零件图上标注上、下偏差数值时, 零偏差必须用数字“0”标出, 不得省略。如  $\varnothing 50^{+0.025}_0$ 、 $\varnothing 50^{-0.016}_0$ 。当上、下偏差绝对值相等而符号相反时, 则在偏差数值前面标注“±”号, 如  $\varnothing 50\pm 0.008$ 。

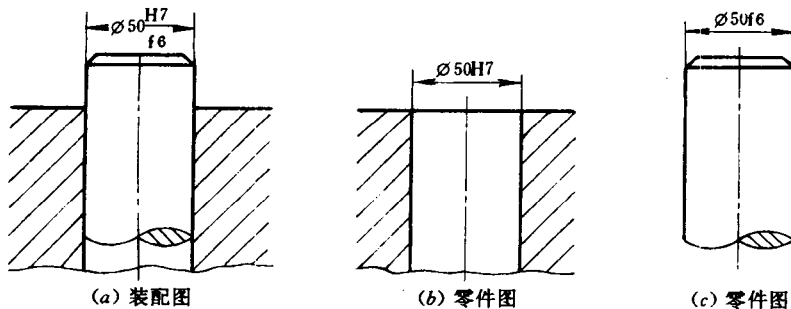


图 3-14 图样标注

### 四、孔、轴的常用公差带和优先、常用配合

GB/T 1800 规定了 20 个标准公差等级和 28 种基本偏差。由它们可以得到大量的不同大小与位置的公差带。为了获得最佳的技术经济效益, 避免定值刀具、光滑极限量规以及工艺装备的品种和规格的不必要的繁杂, 就有必要对公差带的选择加以限制, 并选用适当的孔



与轴公差带以组成配合。为此 GB/T 1801—1999《极限与配合 公差带和配合的选择》对孔和轴分别规定了常用公差带。

图 3-15 列出孔的常用公差带 105 种。选择时,应优先选用圆圈中的公差带(共 13 种),其次选用方框中的公差带,最后选用其他的公差带。

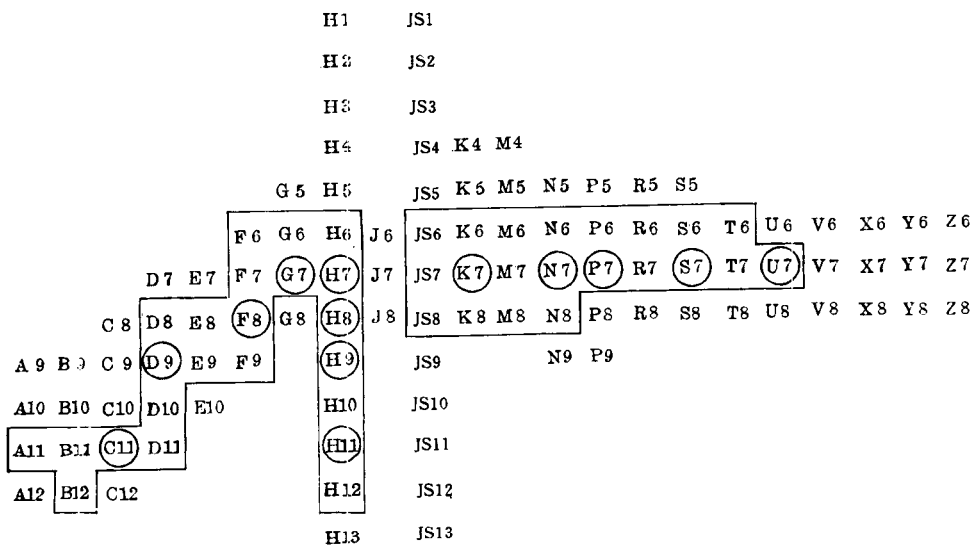


图 3-15 孔的常用公差带

图 3-16 列出轴的常用公差带 116 种。选择时,应优先选用圆圈中的公差带(共 13 种),其次选用方框中的公差带,最后选用其他的公差带。

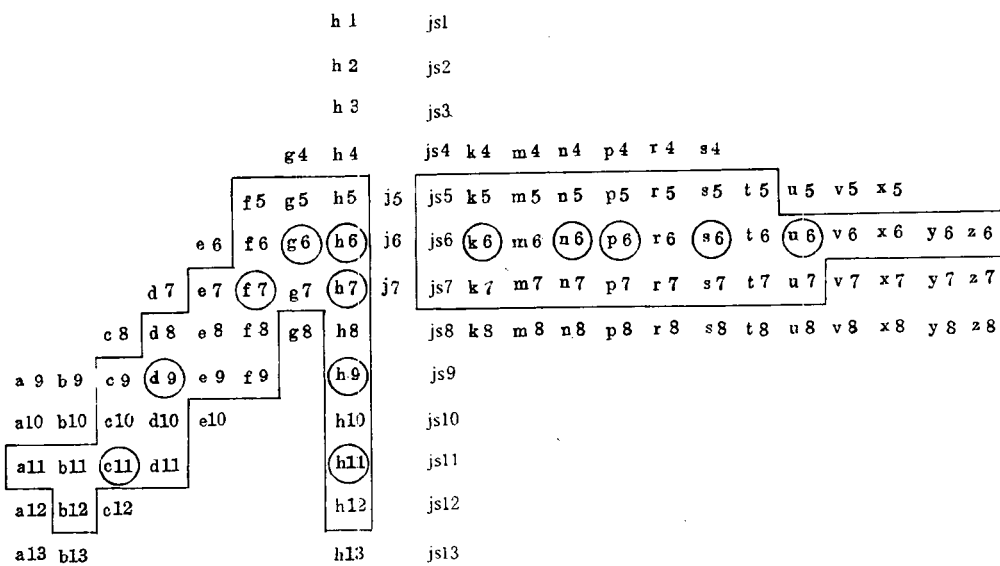


图 3-16 轴的常用公差带

为了使配合的选择比较集中,GB/T 1801—1999 还规定了基孔制优先配合 13 种、常用配合 59 种(见表 3-3)和基轴制优先配合 13 种、常用配合 47 种(见表 3-4)。

表 3-3 基孔制优先、常用配合

基准孔	轴																				
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z
	间隙配合								过渡配合				过盈配合								
H6						$\frac{H6}{f5}$	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H6}{js5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$	$\frac{H6}{t5}$					
H7						$\frac{H7}{f6}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u6}$	$\frac{H7}{v6}$	$\frac{H7}{x6}$	$\frac{H7}{y6}$	$\frac{H7}{z6}$
H8					$\frac{H8}{e7}$	$\frac{H8}{f7}$	$\frac{H8}{g7}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H8}{js7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$	$\frac{H8}{p7}$	$\frac{H8}{r7}$	$\frac{H8}{s7}$	$\frac{H8}{t7}$	$\frac{H8}{u7}$				
				$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{c8}$	$\frac{H8}{f8}$		$\frac{H8}{h8}$													
H9			$\frac{H9}{c9}$	$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H9}{e9}$	$\frac{H9}{f9}$		$\frac{H9}{h9}$													
H10			$\frac{H10}{c10}$	$\frac{H10}{d10}$				$\frac{H10}{h10}$													
H11	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11}{d11}$				$\frac{H11}{h11}$													
H12		$\frac{H12}{b12}$						$\frac{H12}{h12}$													

注：①  $\frac{H6}{n5}$ 、 $\frac{H7}{p6}$  在基本尺寸小于或等于 3mm 和  $\frac{H8}{r7}$  在基本尺寸小于或等于 100mm 时，为过渡配合。

② 带▼的配合为优先配合。

表 3-4 基轴制优先、常用配合

基准轴	孔																				
	A	B	C	D	E	F	G	H	JS	K	M	N	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z
	间隙配合								过渡配合				过盈配合								
h5						$\frac{F6}{h5}$	$\frac{G6}{h5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{JS6}{h5}$	$\frac{K6}{h5}$	$\frac{M6}{h5}$	$\frac{N6}{h5}$	$\frac{P6}{h5}$	$\frac{R6}{h5}$	$\frac{S6}{h5}$	$\frac{T6}{h5}$					
h6						$\frac{F7}{h6}$	$\frac{G7}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{JS7}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{M7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{R7}{h6}$	$\frac{S7}{h6}$	$\frac{T7}{h6}$	$\frac{U7}{h6}$				
h7					$\frac{E8}{h7}$	$\frac{F8}{h7}$		$\frac{H8}{h7}$	$\frac{JS8}{h7}$	$\frac{K8}{h7}$	$\frac{M8}{h7}$	$\frac{N8}{h7}$									
h8				$\frac{D8}{h8}$	$\frac{E8}{h8}$	$\frac{F8}{h8}$		$\frac{H8}{h8}$													
h9				$\frac{D9}{h9}$	$\frac{E9}{h9}$	$\frac{F9}{h9}$		$\frac{H9}{h9}$													
h10				$\frac{D10}{h10}$				$\frac{H10}{h10}$													
h11	$\frac{A11}{h11}$	$\frac{B11}{h11}$	$\frac{C11}{h11}$	$\frac{D11}{h11}$				$\frac{H11}{h11}$													
h12		$\frac{B12}{h12}$						$\frac{H12}{h12}$													

注：带▼的配合为优先配合。

在选择公差带和配合时,应按上述优先、常用的顺序选取。仅在特殊情况下,当常用公差带和配合不能满足要求时,才可以从 GB/T 1800.3—1998 规定的标准公差等级和基本偏差中选取所需要的孔、轴公差带来组成配合。

GB/T 1800.4—1999《极限与配合 标准公差等级和孔、轴极限偏差表》中列出了按 GB/T 1800.3—1998 中的标准公差和基本偏差数值计算出的轴和孔常用公差带的极限偏差数值,本书仅列出其中优先配合的孔、轴公差带的极限偏差数值表,分别见附表 3-6 和附表 3-7。

GB/T 1801—1999 中列出了基孔制和基轴制优先、常用配合的极限间隙和极限过盈数值,本书只列出其中优先配合的极限间隙和极限过盈数值表,见附表 3-8。

**例 7** 有一基孔制过盈配合,孔、轴的基本尺寸为  $\varnothing 45\text{mm}$ ,要求过盈在  $-45\mu\text{m}$  至  $-86\mu\text{m}$  范围内。试查附表 3-6、3-7、3-8 确定孔、轴的配合代号和极限偏差数值。

**解**

由附表 3-8 查得基本尺寸为  $\varnothing 45\text{mm}$ ,且最小过盈为  $-45\mu\text{m}$ ,最大过盈为  $-86\mu\text{m}$  的基孔制配合代号为  $\varnothing 45\text{H7/u6}$ 。

由附表 3-6 查得  $\varnothing 45\text{H7}$  孔的极限偏差为:  $ES = +25\mu\text{m}$ ,  $EI = 0$ 。

由附表 3-7 查得  $\varnothing 45\text{u6}$  轴的极限偏差为:  $es = +86\mu\text{m}$ ,  $ei = +70\mu\text{m}$ 。

比较本例查表结果和例 2 计算结果,两者相同。

### § 3 常用尺寸孔、轴公差与配合的选择

孔、轴公差与配合的选择是机械产品设计中的重要部分,这直接影响机械产品的使用精度、性能和加工成本。孔、轴公差与配合的选择包括基准制、标准公差等级和配合种类等三方面的选择。选择的原则是在满足使用要求的前提下,获得最佳的技术经济效益。标准公差等级和配合种类的选择方法有计算法、实验法和类比法。

用计算法选择标准公差等级和配合种类,通常要用到相关专业理论知识,通过一些公式计算出极限间隙或过盈,可以借助计算机来完成。

用实验法选择标准公差等级和配合种类,主要用于对产品质量和性能有极大影响的重要配合,通过一定数量的实验,确定出最佳工作性能所需的极限间隙或极限过盈。这种方法费时、费力,费用颇高,因此很少采用。

用类比法选择标准公差等级和配合种类是设计时较常应用的方法,借鉴使用效果良好的同类产品的技术资料或参考有关资料并加以分析来确定孔、轴的极限尺寸。

#### 一、基准制的选择

基孔制和基轴制可以满足同样的使用要求。选用基孔制或基轴制主要从产品结构、工艺和经济性等方面来考虑。

##### 1. 优先选用基孔制

设计时,应优先选用基孔制。因为孔通常使用定值刀具(如钻头、铰刀、拉刀等)加工,使用光滑极限塞规检验,而轴使用通用刀具(如车刀、砂轮等)加工,便于用普通计量器具测量,所以采用基孔制配合可以减少孔公差带的数量,这就可以减少定值刀具和光滑极限塞规的

规格种类,显然是经济合理的。参看表 3-5,设某一基本尺寸的孔和轴要求三种配合,采用基孔制,则三种配合由一种孔公差带和三种轴公差带构成;而采用基轴制,则三种配合由一种轴公差带和三种孔公差带构成。可见,基孔制所需要的定值刀具比基轴制少。

表 3-5 基孔制和基轴制所需刀具和量规的比较

	基 孔 制				基 轴 制			
	孔	轴	轴	轴	轴	孔	孔	孔
工 件								
刀 具	铰刀	车刀 砂轮			车刀 砂轮	铰刀	铰刀	铰刀
光滑极限量规	塞规	卡规	卡规	卡规	卡规	塞规	塞规	塞规

2. 特殊情况采用基轴制

在有些情况下,采用基轴制比较经济合理。例如,农业机械和纺织机械中,常用具有一定精度的冷拉钢材直接作轴,这种轴不需要切削加工,因此应采用基轴制。又如,根据结构上的需要,在同一根轴的不同部位上装配几个不同配合要求的孔的零件应采用基轴制。参看图 3-17,在内燃机的活塞、连杆机构中,活塞销与活塞上的两个销孔的配合要求紧些(过渡配合性质),而活塞销与连杆小头孔的配合要求松些(最小间隙为零)。若采用基孔制(图 3-18a),则活塞上的两个销孔和连杆小头孔的公差带相同(H6),而满足两种不同配合要求的活塞销要按两种公差带(h5,m5)加工成阶梯轴,这既不利于加工,又不利于装配(装配时会刮伤)。反之,采用基轴制(图 3-18b),则活塞销按一种公差带加工,制成光轴,这样活塞销的加工和装配都方便。

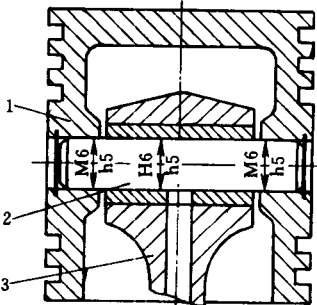
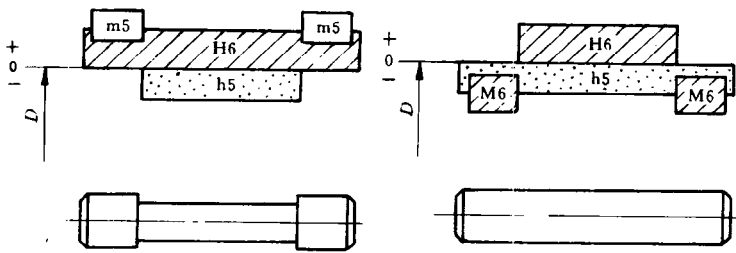


图 3-17 活塞、连杆机构中的  
三处配合  
1—活塞; 2—活塞销; 3—连杆



(a) 基孔制配合                      (b) 基轴制配合  
图 3-18 活塞销与活塞及连杆上的孔的公差带

### 3. 以标准部件为基准选择基准制

对于与标准部件(或标准件)相配合的孔或轴,它们的配合必须以标准部件(或标准件)为基准来选择基准制。例如,滚动轴承外圈与箱体孔(外壳孔)的配合必须采用基轴制,内圈与轴颈的配合必须采用基孔制。

### 4. 必要时采用任何适当的孔、轴公差带组成非基准制的配合

参见图 1-1 和图 3-19,圆柱齿轮减速器中,输出轴轴颈的公差带按它与轴承内圈配合的要求业已确定为 $\phi 55k6$ ,而起轴向定位作用的轴套的孔与轴颈的配合,允许间隙较大,轴套孔的尺寸精度要求不高,只要求拆装方便,因此按轴颈的上偏差和最小间隙的大小,来确定轴套孔的下偏差,本例确定该孔的公差带为 $\phi 55D9$ 。箱体孔的公差带按它与轴承外圈配合的要求业已确定为 $\phi 100J7$ ,而端盖定位圆柱面与箱体孔的配合,允许间隙较大,端盖要求拆装方便,而且尺寸精度要求不高,因此端盖定位圆柱面的公差带可选取 $\phi 100e9$ 。这样组成非基准制配合 $\phi 55D9/k6$ 和 $\phi 100J7/e9$ 既满足使用要求,又获得最佳的技术经济效益。

上述两个非基准制配合的孔、轴公差带示意图分别如图 3-20 和图 3-21 所示。

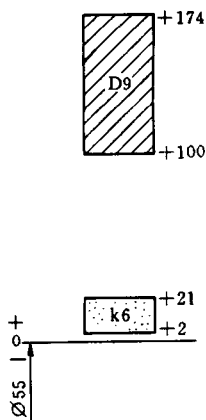


图 3-20 轴套孔与轴颈的公差带示意图

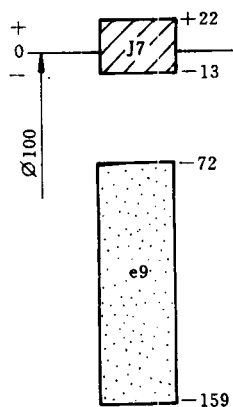


图 3-21 箱体孔与端盖定位圆柱面的公差带示意图

## 二、标准公差等级的选择

选择标准公差等级时,要正确处理使用要求与制造工艺、加工成本之间的关系。因此,选择标准公差等级的基本原则是,在满足使用要求的前提下,尽量选取低的标准公差等级。

标准公差等级可用类比法选择,这就是参考从生产实践中总结出来的技术资料,把所设

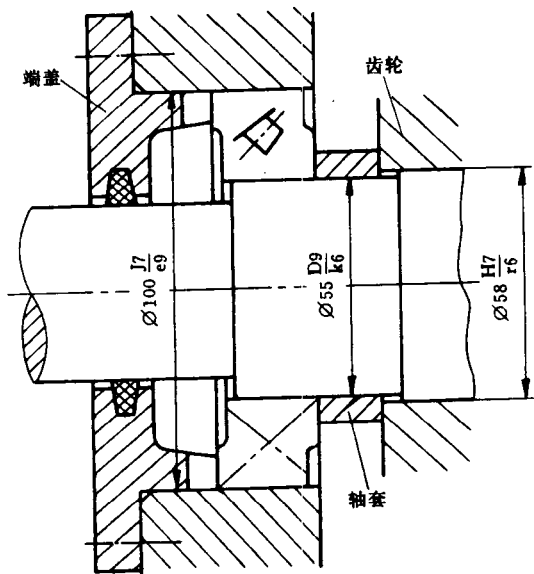


图 3-19 减速器中轴套处和轴承端盖处的配合

计产品的技术要求与之进行对比选择。用类比法选择标准公差等级时,应熟悉各个标准公差等级的应用范围。

IT01~IT1 用于量块的尺寸公差。

IT1~IT7 用于量规的尺寸公差,这些量规常用于检验 IT6~IT16 的孔和轴。

IT2~IT5 用于精密配合,如滚动轴承各零件的配合。

IT5~IT10 用于有精度要求的重要和较重要配合。IT5 的轴和 IT6 的孔用于高精度的重要配合,例如,精密机床主轴轴颈与轴承、内燃机的活塞销与活塞上的两个销孔的配合。IT6 的轴与 IT7 的孔在机械制造业中的应用很广,用于较高精度的重要配合,例如普通机床的重要配合,内燃机曲轴的主轴颈与滑动轴承的配合,也用于滚动轴承内、外圈分别与轴颈和箱体孔(外壳孔)的配合。IT7、IT8 通常用于中等精度要求的配合,例如,通用机械中轴的轴颈与滑动轴承的配合以及重型机械和农业机械中较重要的配合。IT9、IT10 用于一般精度要求的配合,如键宽与键槽宽的配合等。

IT11、IT12 用于不重要的配合。

IT12~IT18 用于非配合尺寸。

在选择标准公差等级时,还应考虑下列几个问题。

#### 1. 同一配合中孔与轴的工艺等价性

工艺等价性是指同一配合中的孔和轴的加工难易程度基本相同。对于间隙配合和过渡配合,标准公差等级为 8 级或高于 8 级的孔应与高一级的轴配合,例如  $\varnothing 50\text{H}8/\text{f}7$ 、 $\varnothing 40\text{K}7/\text{h}6$ ;标准公差等级为 9 级或低于 9 级的孔可与同一级的轴配合,如  $\varnothing 30\text{H}9/\text{g}9$ 。对于过盈配合,标准公差等级为 7 级或高于 7 级的孔应与高一级的轴配合,如  $\varnothing 100\text{H}7/\text{u}6$ 、 $\varnothing 60\text{R}6/\text{h}5$ ;标准公差等级为 8 级或低于 8 级的孔可与同一级的轴配合,如  $\varnothing 60\text{H}8/\text{t}8$ 。

#### 2. 相配件或相关件的结构或精度

某些孔、轴的标准公差等级决定于相配件或相关件的结构或精度。例如,与滚动轴承相配合的轴颈和箱体孔的标准公差等级决定于相配件滚动轴承的类型和公差等级以及配合尺寸的大小(见表 6-2、表 6-3),盘形齿轮的基准孔与轴的配合中,该孔和该轴的标准公差等级决定于相关件齿轮的精度等级(见附表 10-14)。

#### 3. 配合性质及加工成本

过盈、过渡配合和间隙较小的间隙配合中,孔的标准公差等级应不低于 8 级,轴的标准公差等级通常不低于 7 级,如  $\text{H}7/\text{g}6$ 。而间隙较大的间隙配合中,孔的标准公差等级较低(9 级或 9 级以下),如  $\text{H}10/\text{d}10$ 。

间隙较大的间隙配合中,孔和轴之一由于某种原因,必须选用较高的标准公差等级,则与它配合的轴或孔的标准公差等级可以低两三级,以便在满足使用要求的前提下降低加工成本。例如图 1-1 和图 3-19 所示,轴套孔与轴颈配合为  $\varnothing 55\text{D}9/\text{k}6$ ;箱体孔与端盖定位圆柱面的配合为  $\varnothing 100\text{J}7/\text{e}9$ 。

### 三、配合种类的选择

确定了基准制与孔、轴的标准公差等级之后,就是选择配合种类。选择配合的种类实际上就是确定基孔制中的非基准轴或基轴制中的非基准孔的基本偏差代号。设计时,可按配合的特征和极限间隙或极限过盈的大小,采用类比法选择孔或轴的基本偏差代号,且应尽量采

用 GB/T 1801—1999 规定的优先配合。这样,就需要了解各种基本偏差的特点和应用场合,表 3-6 所列各种基本偏差的应用实例可供参考。

表 3-6 各种基本偏差的应用实例

配合	基本偏差	各种基本偏差的特点及应用实例
间隙配合	a(A) b(B)	可得到特别大的间隙,很少采用。主要用于工作时温度高、热变形大的零件的配合,如内燃机中活塞与缸套的配合为 H9/a9
	c(C)	可得到很大的间隙。一般用于工作条件较差(如农业机械)、工作时受力变形大及装配工艺性不好的零件的配合,也适用于高温工作的间隙配合,如内燃机排气阀杆与导管的配合为 H8/c7
	d(D)	与 IT7~IT11 对应,适用于较松的间隙配合(如滑轮、活套的带轮与轴的配合),以及大尺寸滑动轴承与轴颈的配合(如涡轮机、球磨机等的滑动轴承)。活塞环与活塞环槽的配合可用 H9/d9
	e(E)	与 IT6~IT9 对应,具有明显的间隙,用于大跨距及多支点的转轴轴颈与轴承的配合,以及高速、重载的大尺寸轴颈与轴承的配合,如大型电机、内燃机的主要轴承处的配合为 H8/e7
	f(F)	多与 IT6~IT8 对应,用于一般的转动配合,受温度影响不大、采用普通润滑油的轴颈与滑动轴承的配合,如齿轮箱、小电机、泵等的转轴轴颈与滑动轴承的配合为 H7/f6
	g(G)	多与 IT5~IT7 对应,形成配合的间隙较小,用于轻载精密装置中的转动配合,用于插销的定位配合,滑阀、连杆销等处的配合,钻套导向孔多用 G6
过渡配合	h(H)	多与 IT4~IT11 对应,广泛用于无相对转动的配合、一般的定位配合。若没有温度、变形的影响,也可用于精密滑动轴承,如车床尾座导向孔与滑动套筒的配合为 H6/h5
	js(JS)	多用于 IT4~IT7 具有平均间隙的过渡配合,用于略有过盈的定位配合,如联轴器,齿圈与轮毂的配合,滚动轴承外圈与外壳孔的配合多用 JS7。一般用手或木槌装配
	k(K)	多用于 IT4~IT7 平均间隙接近于零的配合,用于定位配合,如滚动轴承的内、外圈分别与轴颈、外壳孔的配合。用木槌装配
	m(M)	多用于 IT4~IT7 平均过盈较小的配合,用于精密的定位配合,如蜗轮的青铜轮缘与轮毂的配合为 H7/m6
过盈配合	n(N)	多用于 IT4~IT7 平均过盈较大的配合,很少形成间隙。用于加键传递较大转矩的配合,如冲床上齿轮的孔与轴的配合。用锤子或压力机装配
	p(P)	用于过盈小的配合。与 H6 或 H7 的孔形成过盈配合,而与 H8 的孔形成过渡配合。碳钢和铸铁零件形成的配合为标准压入配合,如卷扬机绳轮的轮毂与齿圈的配合为 H7/p6。合金钢零件的配合需要过盈小时可用 p(或 P)
	r(R)	用于传递大转矩或受冲击负荷而需要加键的配合,如蜗轮孔与轴的配合为 H7/r6。必须注意, H8/r8 配合在基本尺寸<100mm 时,为过渡配合
	s(S)	用于钢和铸铁零件的永久性和半永久性结合,可产生相当大的结合力,如套环压在轴、阀座上用 H7/s6 配合
	t(T)	用于钢和铸铁零件的永久性结合,不用键可传递转矩,需用热套法或冷轴法装配,如联轴器与轴的配合为 H7/t6
	u(U)	用于过盈大的配合,最大过盈需验算,用热套法进行装配,如火车轮毂和轴的配合为 H6/u5
	v(V),x(X) y(Y),z(Z)	用于过盈特大的配合,目前使用的经验和资料很少,须经试验后才能应用。一般不推荐

选择配合种类时,应考虑的主要因素如下。

## 1. 孔、轴间是否有相对运动

相互配合的孔、轴间有相对运动,必须选取间隙配合;无相对运动且传递载荷(转矩或轴向力)时,应选取过盈配合,也可选取过渡配合,这时必须加键或销等连接件。

## 2. 过盈配合中的受载情况

利用过盈配合中的过盈来传递转矩时,传递的转矩越大,则所选配合的过盈应越大。

## 3. 孔和轴的定心精度要求

相互配合的孔、轴定心精度要求较高时,不宜采用间隙配合,通常采用过渡配合或过盈小的过盈配合。

## 4. 带孔零件和轴的拆装情况

经常拆装的零件的孔与轴的配合,如带轮的孔与轴配合,滚齿机、车床等机床的变换齿轮的孔与轴配合,要比不经常拆装零件的孔与轴的配合松些。有的零件虽不经常拆装,但拆装困难,也应选取较松的配合。

## 5. 孔和轴工作时的温度

如果相互配合的孔、轴工作时与装配时的温度差别较大,则选择配合要考虑热变形的影响。现以铝活塞与气缸钢套孔的配合为例加以说明,设配合的基本尺寸  $D$  为  $\varnothing 110\text{mm}$ ,活塞的工作温度  $t_1$  为  $180^\circ\text{C}$ ,线膨胀系数  $\alpha_1$  为  $24 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$ ;钢套的工作温度  $t_2$  为  $110^\circ\text{C}$ ,线膨胀系数  $\alpha_2$  为  $12 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$ 。要求工作时的间隙在  $+0.1 \sim +0.28\text{mm}$  范围内。装配时的温度  $t$  为  $20^\circ\text{C}$ ,这时钢套孔与活塞的配合种类可如下确定。

由热变形引起的钢套孔与活塞间的间隙变化量为:  $\Delta X = D[\alpha_2(t_2 - t) - \alpha_1(t_1 - t)] = 110 \times [12 \times 10^{-6}(110 - 20) - 24 \times 10^{-6}(180 - 20)] = -0.304\text{mm}$ ,即工作时将把装配间隙减小  $0.304\text{mm}$ 。因此,装配时必须满足最小间隙  $X_{\min} = 0.1 + 0.304 = +0.404\text{mm}$ ,最大间隙  $X_{\max} = 0.28 + 0.304 = +0.584\text{mm}$ ,才能保证工作间隙在  $+0.1 \sim +0.28\text{mm}$  范围内。

根据式(3-10),  $X_{\max} - X_{\min} = 0.584 - 0.404 = T_h + T_s = 0.18\text{mm}$ ,取钢套孔和活塞的标准公差等级相同,并采用基孔制,则  $T_h = T_s = 90\mu\text{m}$ ,孔的下偏差  $EI = 0$ 。由附表 3-2 和公差为  $90\mu\text{m}$  查得孔、轴的标准公差等级靠近 IT9,则取为 IT9。由  $X_{\min} = EI - es$ ,得  $es = EI - X_{\min} = 0 - 0.404 = -0.404\text{mm}$ (轴的基本偏差数值)。由附表 3-4 选取轴的基本偏差代号为 a(其数值为  $-410\mu\text{m}$ )。最后确定钢套孔与活塞的配合为  $\varnothing 110\text{H9/a9}$ 。

## 6. 装配变形

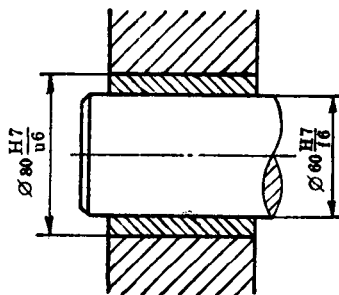


图 3-22 会产生装配变形的结构

在机械结构中,有时会遇到薄壁套筒装配后变形的问題。如图 3-22 所示,套筒外表面与机座孔的配合为过盈配合  $\varnothing 80\text{H7/u6}$ ,套筒内孔与轴的配合为间隙配合  $\varnothing 60\text{H7/f6}$ 。由于套筒外表面与机座孔的装配会产生过盈,当套筒压入机座孔后,套筒内孔会收缩,产生变形,使套筒孔径减小,而不能满足使用要求。因此,在选择套筒内孔与轴的配合时,应考虑这变形量的影响。具体办法有两个:其一是预先将套筒内孔加工得比  $\varnothing 60\text{H7}$  稍大,以补偿装配变形;其二是用工艺措施保证,将套筒压入机座孔后,再按  $\varnothing 60\text{H7}$  加工套筒内孔。

## 7. 生产类型

选择配合种类时,应考虑生产类型(批量)的影响。在大批大量生产时,多用调整法加工,



加工后尺寸的分布通常遵循正态分布。而在单件小批生产时,多用试切法加工,孔加工后尺寸多偏向孔的最小极限尺寸,轴加工后尺寸多偏向轴的最大极限尺寸,即孔和轴加工后尺寸的分布皆遵循偏态分布。例如图 3-23a 所示,设计时给定孔与轴的配合为 $\phi 50\text{H}7/\text{js}6$ ,大批大量生产时,孔、轴装配后形成的平均间隙为 $X_{av}=+12.5\mu\text{m}$ 。而单件小批生产时,孔和轴的尺寸分布中心分别趋向孔的最小极限尺寸和轴的最大极限尺寸,于是孔、轴装配后形成的平均间隙 $X'_{av}$ 减小,且比 $+12.5\mu\text{m}$ 小得多。为了满足相同的使用要求,单件小批生产时采用的配合应比大批大量生产时松些。因此,为了满足大批大量生产时 $\phi 50\text{H}7/\text{js}6$ 的要求,在单件小批生产时应选择 $\phi 50\text{H}7/\text{h}6$ ,如图 3-23b 所示。

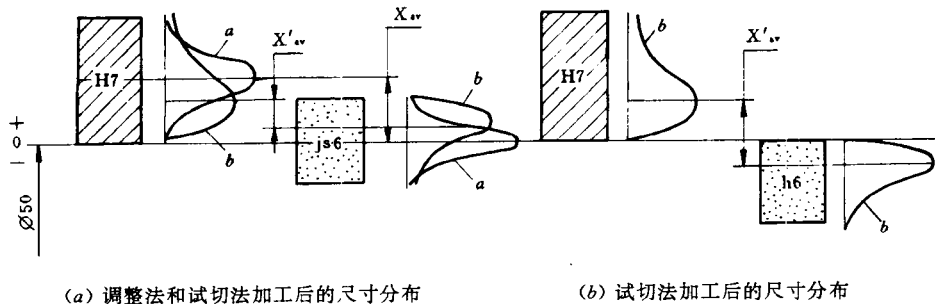


图 3-23 生产类型对配合选择的影响

a—正态分布; b—偏态分布

**例 8** 用类比法分析并确定图 1-1 所示减速器的输出轴 4 上 $\phi 58\text{mm}$ 轴头与从动齿轮 $\phi 58\text{mm}$ 基准孔的配合的种类。

**解**

参看图 3-19,根据齿轮精度等级(详见第十章和附表 10-14),齿轮基准孔的标准公差等级应为 IT7。本例采用基孔制,确定齿轮基准孔的公差带为 $\phi 58\text{H}7$ 。由于要求齿轮能够传递较大的转矩,并要求有较高的定心精度,因此齿轮基准孔与轴头应采用过盈配合和键来结合,轴头的公差带取为 $\phi 58\text{r}6$ ,此处的配合为 $\phi 58\text{H}7/\text{r}6$ 。

**例 9** 分析并确定图 3-24 所示齿轮泵中,重要的孔、轴配合部位应采用的基准制、标准公差等级和配合种类。

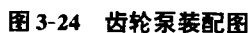
**解**

齿轮泵是机床和某些机器润滑系统使用的装置。动力由联轴器 2 经销钉 3 使输入轴 1 带动固定在其上的主动齿轮 7 旋转,主动齿轮 7 带动从动齿轮 10 绕固定心轴 9 旋转。主、从动齿轮的齿数和其他参数分别相同。

在主、从动齿轮的啮合旋转过程中,润滑油从泵体 5 左侧的进油孔( $\phi 18\text{mm}$ )吸入,通过齿轮副的齿侧间隙,由泵体 5 右上部的出油孔( $\phi 13\text{mm}$ )压出,流入工作部位。当润滑油过多时,油压使钢球 8 向左移动,从而使油路畅通,缓解油压。多余的润滑油从管接头 4 流回油池。

为了保证泵油的功能,要求主、从动齿轮的齿顶圆和两个端面分别与泵体内壁之间只允许有保证两个齿轮能够自由旋转所需的微小间隙。间隙过大则降低油压。

齿轮泵中重要的孔、轴配合部位应采用的基准制、标准公差等级和配合种类及其分析如下。



- 1—输入轴；2—联轴器；3—销钉；4—管接头；5—泵体；6—半圆键；  
7—主动齿轮；8—钢球；9—固定心轴；10—从动齿轮；11—泵盖

输入轴 1 的两个轴颈分别与两个轴承孔配合,在该轴上这两个轴颈中间安装主动齿轮 7,该轴的上端轴头安装联轴器 2。为了便于输入轴的加工和装配,该轴上端轴头和下端轴颈直径皆应稍小于中间段直径,中间段上与轴承孔配合的轴颈和安装齿轮的轴头的直径取成相等。因此,中间段直径基本尺寸取为  $\varnothing 18\text{mm}$ , 上端轴头和下端轴颈基本尺寸皆取为  $\varnothing 17.8\text{mm}$ 。

③ 输入轴中间段与两个不同配合性质要求的孔相配合,以采用基轴制为宜。其轴颈与泵体 5 上的轴承孔的配合采用  $\varnothing 18\text{F}7/\text{h}6$ ,以保证输入轴能够高速旋转。其轴头与主动齿轮孔的配合采用  $\varnothing 18\text{JS}7/\text{h}6$ ,以保证两者同轴线,联结成一体,采用半圆键 6 来传递载荷。

② 固定心轴轴颈与从动齿轮孔的配合采用  $\phi 18H7/f6$ , 以满足较高的同轴度和从动齿轮能够高速旋转的要求。

应当说明,上述的从动齿轮孔是指从动齿轮内孔与耐磨套筒按过盈配合装配后的套筒孔,它们的结构与图 3-22 所示的结构类似。

#### (3) 主、从动齿轮的齿顶圆分别与泵体内壁孔的配合

这两处配合皆采用  $\varnothing 42.6H7/f6$ 。这是为了保证主、从动齿轮都能够高速旋转,而不产生干涉,又不允许齿顶间隙过大,避免油压下降。

#### (4) 齿轮副端面错位公差

齿轮泵装配后,要求齿轮副端面错位不得超过 0.01mm,因此主、从动齿轮应按它们的齿宽尺寸进行分组装配。

## § 4 大尺寸孔、轴公差与配合

大尺寸是指基本尺寸大于 500mm 至 3150mm 的尺寸。大尺寸与常用尺寸的孔、轴公差与配合相比较,它们既有联系,又有差别。

在常用尺寸分段中,标准公差因子与基本尺寸呈立方抛物线关系,它反映构成总误差的主要部分是加工误差。但是,随着基本尺寸的增大,测量误差、温度及形状误差等因素的影响将显著增加,测量误差(包括温度的影响)在总误差中所占比率将随基本尺寸的增大而增加,并逐步转化成主要部分,所以大尺寸的标准公差因子  $I$  与基本尺寸  $D$  呈线性关系,如图 3-25 所示。其关系式如下:

$$I = 0.004D + 2.1 \quad (\mu\text{m}) \quad (3-17)$$

式中,基本尺寸  $D$  的计量单位为 mm。按式 (3-17) 计算标准公差因子  $I$  时,  $D$  以尺寸分段的几何平均值代入。

按 GB/T 1800.3-1998 的规定,大尺寸的标准公差等级分 20 级(表示的方法同常用尺寸),IT5~IT18 标准公差数值的计算公式与常用尺寸的相同,即标准公差数值等于标准公差因子乘以标准公差等级系数(见表 3-1)。由于大尺寸孔、轴加工和测量都比较困难。因此选用大尺寸的标准公差等级时,以 IT6~IT18 为宜。

GB/T 1801-1999 对大尺寸规定了 31 种常用孔公差带(图 3-26)和 41 种常用轴公差带(图 3-27)。

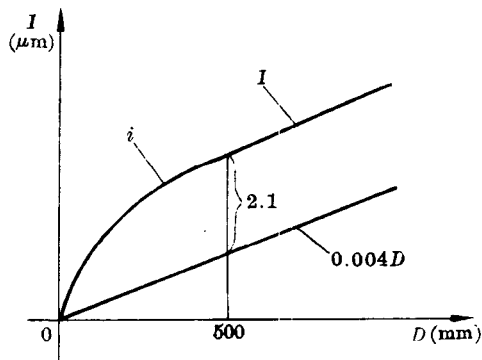


图 3-25 标准公差因子  $I$  与基本尺寸  $D$  的关系

			G6	H6	JS6	K6	M6	N6
		F7	G7	H7	JS7	K7	M7	N7
D8	E8	F8		H8	JS8			
D9	E9	F9		H9	JS9			
D10				H10	JS10			
D11				H11	JS11			
				H12	JS12			

图 3-26 常用的大尺寸孔公差带

			g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6	u6
		f7	g7	h7	js7	k7	m7	n7	p7	r7	s7	t7	u7
d8	e8	f8		h8	js8								
d9	e9	f9		h9	js9								
d10				h10	js10								
d11				h11	js11								
				h12	js12								

图 3-27 常用的大尺寸轴公差带

大尺寸孔和轴的配合一般采用基孔制配合,并且孔和轴采用相同的标准公差等级。

大尺寸孔、轴的标准公差等级及配合种类的选择方法可参考常用尺寸孔、轴的标准公差等级及配合种类的选择方法。

大尺寸孔或轴可按互换性原则加工。但单件小批生产时标准公差等级较高的大尺寸孔或轴按互换性原则加工就不经济,在这种情况下,可采用配制配合。配制配合是指以相互配合的孔和轴中的孔或者轴的实际尺寸为基数,来配制与它配合的轴或者孔的工艺措施。

设计产品时,孔和轴应按互换性原则选取配合。当采用配制配合时,配制配合的极限间隙或极限过盈必须与按互换性原则选取的配合的极限间隙或极限过盈相符合。

采用配制配合时,通常选择相互配合的孔和轴中较难加工,但能得到较高测量精度的那一件(多数情况下取孔)作为先加工件,予以一个比较容易达到的公差加工或按一般公差加工,另一件即配制件(多数情况下取轴)的公差应大于按互换性原则规定的该件公差,甚至可以等于按互换性生产选取的孔、轴配合公差。配制件的极限尺寸以先加工件的实际尺寸为基数来确定。

在装配图上和在零件图上,配制配合要用代号 MF 表示。在装配图上的标注,须借用基准孔的代号 H 或基准轴的代号 h 表示先加工件,例如  $\varnothing 1500 \frac{H7}{f7} \text{MF}$  表示先加工件为孔,  $\varnothing 1500 \frac{F7}{h7} \text{MF}$  表示先加工件为轴。此外,在装配图上要标明按互换性原则加工时的配合代号,如图 3-28a 所示的  $\varnothing 1500 \frac{H7}{f7}$ ;在零件图上则标明配制加工的公差带代号,如图 3-28b 所示的先加工件(孔)按  $\varnothing 1500H9$  加工,图 3-28c 所示的配制件(轴)按  $\varnothing 1500f8$  加工。

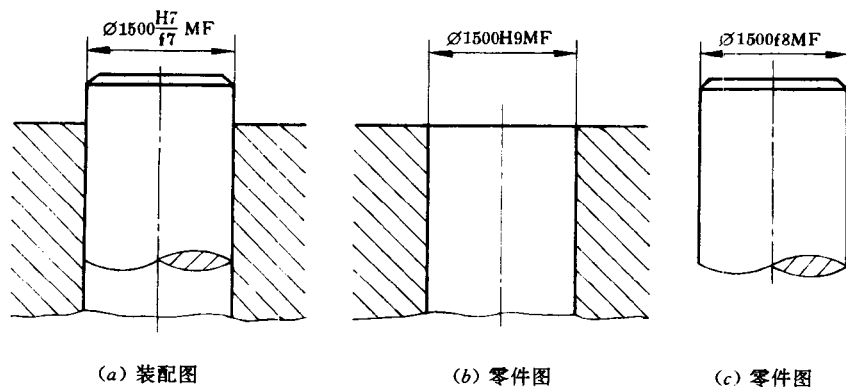


图 3-28 配制配合在图样上的标注

现举例说明配制配合的设计方法。

**例 10** 基本尺寸为 $\varnothing 1500\text{mm}$ 的孔和轴的配合,要求配合的最大间隙为 $+0.380\text{mm}$ ,最小间隙为 $+0.105\text{mm}$ 。采用配制配合来满足使用要求,确定先加工件和配制件的极限尺寸。

**解**

为了满足上述使用要求,按互换性生产可选用配合 $\varnothing 1500\text{H}7/\text{f}7$ (或 $\text{F}7/\text{h}7$ ),配合的最大间隙 $X_{\max}$ 为 $+0.360\text{mm}$ ,最小间隙 $X_{\min}$ 为 $+0.110\text{mm}$ ,配合公差 $T_f$ 为 $0.250\text{mm}$ 。本例采用基孔制,选取孔作为先加工件。在装配图上标注为 $\varnothing 1500 \frac{\text{H}7}{\text{f}7} \text{MF}$ 。

对先加工件孔给一个比较容易达到的标准公差等级 $\text{IT}9$ ,该孔的公差带代号为 $\text{H}9$ 。在零件图上该孔标注为 $\varnothing 1500\text{H}9\text{MF}$ 或 $\varnothing 1500^{+0.310}_0 \text{MF}$ 。如果该孔按一般公差加工,则该孔标注为 $\varnothing 1500\text{MF}$ 。

由于本配制配合是间隙配合,所以配制件轴的基本偏差为上偏差 $es$ ,而 $es = -X_{\min} = -0.110\text{mm}$ 。配制件轴公差的大小应符合 $\varnothing 1500\text{H}7/\text{f}7$ 的配合公差要求,因此该轴的下偏差 $ei = es - T_f = -0.110 - 0.250 = -0.360\text{mm}$ 。根据配制配合的基本尺寸为 $1500\text{mm}$ 和轴上、下偏差分别为 $-0.110\text{mm}$ 和 $-0.360\text{mm}$ ,从 $\text{GB/T } 1800.4-1999$ 中轴的极限偏差数值表(附表3-7为其中一部分)查取与其近似而符合要求的配制件轴的公差带 $\text{f}8$ ( $-0.110$ 至 $-0.305$ )。在零件图上该轴标注为 $\varnothing 1500\text{f}8\text{MF}$ 或 $\varnothing 1500^{-0.110}_{-0.305} \text{MF}$ 。这时规定的轴公差 $\text{IT}8$ ( $0.195\text{mm}$ ),大于按互换性原则规定的轴公差 $\text{IT}7$ 。

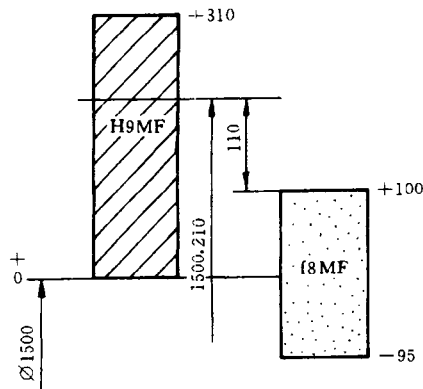


图 3-29 配制配合的孔、轴公差带示意图

若先加工件孔的实际尺寸为 $D_a$ ,则配制件轴的极限尺寸确定为 $\varnothing D_a \text{f}8$ ( $\varnothing D_a^{-0.110}_{-0.305} \text{mm}$ )。设本例中先加工件孔按 $\varnothing 1500\text{H}9$ 加工后测得它的实际尺寸为 $\varnothing 1500.210\text{mm}$ ,则该孔和配制件轴的公差带示意图如图 3-29 所示。这时该轴的极限尺寸为:

$$\text{最大极限尺寸} = 1500.210 - 0.110 = 1500.100\text{mm}$$

$$\text{最小极限尺寸} = 1500.100 - 0.195 = 1499.905\text{mm}$$

## § 5 线性尺寸的未注公差

在零件图上,对于在车间一般加工条件下能够保证的非配合线性尺寸和倒圆半径、倒角高度尺寸的公差和极限偏差可以不注出,而采用 $\text{GB/T } 1804-92$ 《一般公差 线性尺寸的未注公差》所规定的线性尺寸一般公差,以简化图样标注。

$\text{GB/T } 1804-92$ 对线性尺寸的未注公差规定了四个公差等级,即 $\text{f}$ 级(精密级)、 $\text{m}$ 级(中等级)、 $\text{c}$ 级(粗糙级)和 $\text{v}$ 级(最粗级),并制定了相应的极限偏差数值,见附表3-9和附表3-10。但这些数值在图样上不标出,而由车间在加工时加以控制。

线性尺寸的未注公差要求应写在零件图上或技术文件中,用 $\text{GB/T } 1804$ 的标准号和公差等级符号表示。例如选用中等级时,表示为:“未注公差尺寸按 $\text{GB } 1804-\text{m}$ ”。

## 第四章 形状和位置公差与检测

机械零件几何要素的形状和位置精度是该零件的一项主要质量指标,在很大程度上它影响着该零件的质量和互换性,因而它也影响着整个机械产品的质量。为了保证机械产品的质量,保证机械零件的互换性,就应该在零件图上给出形状和位置公差(简称形位公差),规定零件加工时产生的形状和位置误差(简称形位误差)的允许变动范围,并按零件图上给出的形位公差来检测形位误差。

为了保证互换性,我国业已发布一系列《形状和位置公差》国家标准:GB/T 1182—1996《通则、定义、符号和图样表示法》、GB/T 1184—1996《未注公差值》、GB/T 4249—1996《公差原则》、GB/T 16671—1996《最大实体要求、最小实体要求和可逆要求》、GB 13319—91《位置度公差》等,以正确确定形位公差。在形位误差检测方面,我国也发布了一系列国家标准和行业标准,如GB 1958—80《形状和位置公差 检测规定》和直线度、平面度、圆度、同轴度误差检测标准以及位置量规(功能量规)标准等,以正确检测和评定形位误差。

### § 1 零件几何要素和形位公差的特征项目

#### 一、零件几何要素及其分类

机械零件是由构成其几何特征的若干点、线、面组成的,这些点、线、面统称为几何要素(简称要素)。例如图 4-1a 所示的零件上,点要素有圆锥顶点 5 和球心 8;线要素有素线 6 和轴线 7;面要素有球面 1、圆锥面 2、环状平面 3 和圆柱面 4。形位公差的研究对象就是构成零件几何特征的要素。

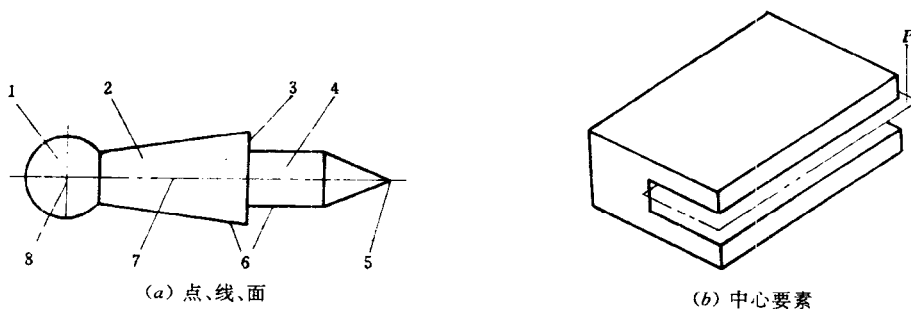


图 4-1 零件几何要素

为了研究形位公差和形位误差,有必要从下列不同的角度把要素加以分类。

#### 1. 要素按结构特征分类

##### (1) 轮廓要素

轮廓要素是指构成零件外形的点、线、面各要素,如图 4-1a 所示零件上的球面、圆锥面、圆柱面、环状平面和圆锥面、圆柱面的素线以及圆锥顶点。

## (2) 中心要素

中心要素是指轮廓要素对称中心所表示的点、线、面各要素,如图 4-1a 所示零件上的圆柱面的轴线、球面的球心和图 4-1b 所示两平行平面的中心平面  $P$ 。应当指出,中心要素依存于对应的轮廓要素;离开了对应的轮廓要素,便不存在中心要素,例如没有球面,就没有球心。

## 2. 要素按存在状态分类

## (1) 理想要素

理想要素是指具有几何学意义的要素,即几何的点、线、面。它们不存在任何误差。零件图上表示的要素均为理想要素。

## (2) 实际要素

实际要素是指零件上实际存在的要素。在评定形位误差时,通常以测得要素代替实际要素。

## 3. 要素按检测关系分类

## (1) 被测要素

被测要素是指图样上给出了形状公差或(和)位置公差的要素,是检测的对象。

## (2) 基准要素

基准要素是指图样上规定用来确定被测要素方向或位置的要素。基准要素应具有理想状态,理想的基准要素简称基准。必须指出,基准要素除了作为确定被测要素方向或位置的参考对象的基础以外,在零件使用上还有本身的功能要求,而给出形状公差或(和)位置公差,因此它同时也是被测要素。

## 4. 要素按功能关系分类

## (1) 单一要素







单一要素是指按本身功能要求而给出形状公差的要素。

## (2) 关联要素

关联要素是指对基准要素有功能关系而给出位置公差的要素。

应当指出,基准要素按本身功能要求可以是单一要素或关联要素。

表 4-1 形位公差的分类、特征项目及符号

分 类	特 征 项 目	符 号	分 类	特 征 项 目	符 号
形 状 公 差	直 线 度	—	位 置 公 差	定 向	平 行 度
	平 面 度				垂 直 度
	圆 度	○			倾 斜 度
	圆 柱 度			定 位	同 轴 度
形 状 或 位 置 公 差	线 轮 廓 度				对 称 度
	面 轮 廓 度				位 置 度
			跳 动	圆 跳 动	
				全 跳 动	

注: ① 图形符号也适用于同轴线两圆的圆心的同心度。

## 二、形位公差的特征项目及符号

根据迄今的研究成果,国家标准规定的形位公差的特征项目分为形状公差和位置公差两大类,共有 14 个,它们的名称和符号见表 4-1。其中,形状公差特征项目 4 个,它们没有基准要求;位置公差特征项目 8 个,它们有基准要求;还有轮廓度公差特征项目 2 个,没有基准要求的线、面轮廓度公差属于形状公差,而有基准要求的线、面轮廓度公差则属于位置公差。位置公差分为定向公差、定位公差和跳动公差三类。

## § 2 形位公差在图样上的表示方法

### 一、形位公差框格和基准符号

零件要素的形位公差要求,应按规定的方法表示在图样上。对被测要素提出特定的形位公差要求时,采用矩形方框的形式给出该要求。这种方框由两格或多格组成。

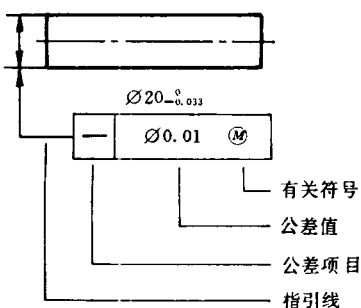


图 4-2 形状公差框格中的内容填写示例  
(圆柱面轴线的直线度公差)

#### 1. 形状公差框格

形状公差框格共有两格。用带箭头的指引线将框格与被测要素相连。框格中的内容,从左到右第一格填写公差特征项目符号,第二格填写用以毫米为单位表示的公差值和有关符号,如图 4-2 所示。

带箭头的指引线从框格的一端(左端或右端)引出,并且必须垂直于框格,用它的箭头与被测要素相连。它引向被测要素时,允许垂直弯折,通常只弯折一次。

#### 2. 位置公差框格

位置公差框格有三格、四格和五格等几种。用带箭头的指引线将框格与被测要素相连。框格中的内容,从左到右第一格填写公差特征项目符号,第二格填写用以毫米为单位表示的公差值和有关符号,从第三格起填写被测要素的基准所使用的字母和有关符号,如图 4-3 和图 4-4 所示。位置公差框格的指引线和形状公差框格的指引线的标注方法相同。

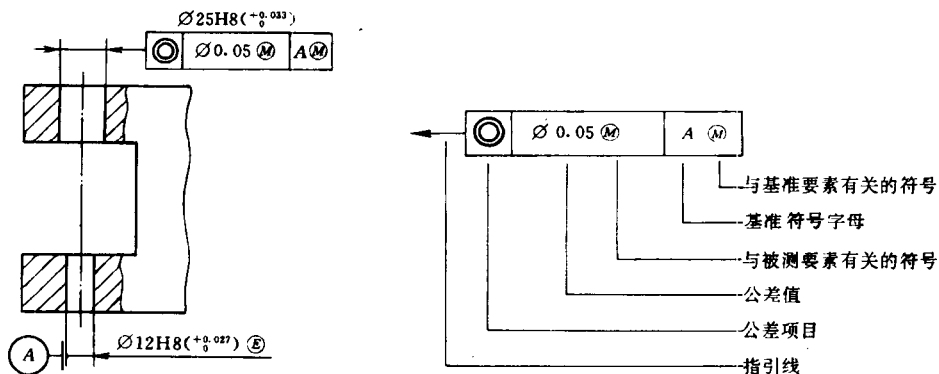


图 4-3 三格的位置公差框格中的内容填写示例  
(圆柱面轴线的同轴度公差)





图 4-4 位置公差框格中的内容填写示例

位置公差有基准要求。被测要素的基准在图样上用英文大写字母表示,如图 4-3 和图 4-4 所示。为了避免混淆和误解,基准所使用的字母不得采用 *E*、*F*、*I*、*J*、*L*、*M*、*O*、*P*、*R* 等九个字母。

必须指出,从公差框格第三格起填写基准的字母时,基准的顺序在该框格中是固定的,总是第三格填写第一基准,第四格和第五格分别填写第二基准和第三基准,而与字母在字母表中的顺序无关。例如图 4-4b 中,第三格中的字母 *C* 代表第一基准,第四格中的字母 *A* 代表第二基准,第五格中的字母 *B* 代表第三基准。

### 3. 基准符号

基准符号由带小圆圈的大写英文字母用细实线与粗的短横线相连而组成,如图 4-5 所示。表示基准的字母也要标注在相应被测要素的位置公差框格内。基准符号引向基准要素时,无论基准符号在图面上的方向如何,其小圆圈中的字母都应水平书写。

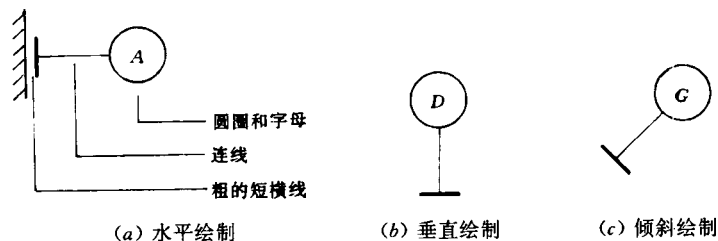


图 4-5 基准符号

## 二、被测要素的标注方法

用带箭头的指引线将公差框格与被测要素相连,按下列方法标注。

当被测要素为轮廓要素(轮廓线或表面)时,指引线的箭头应置于该要素的轮廓线上或它的延长线上,并且箭头指引线必须明显地与尺寸线错开,如图 4-6 的(a)和(b)所示。对于实际的被测表面,还可以用带点的参考线把该表面引出(这个点指在该表面上),指引线的箭头置于这条参考线上,如图 4-6c 所示的被测圆表面的标注方法。

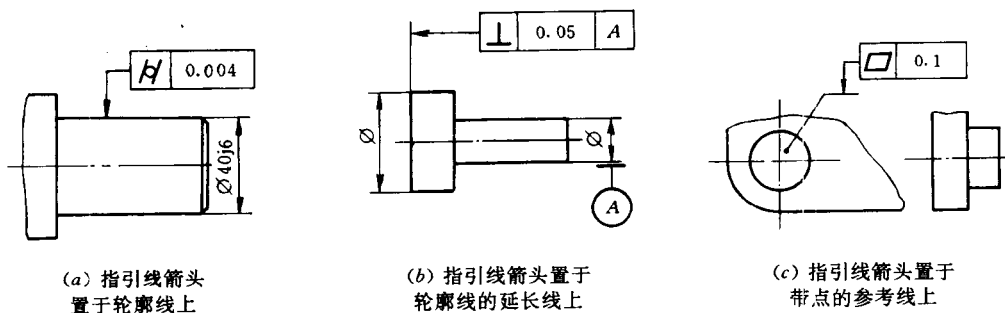


图 4-6 被测轮廓要素的标注示例

当被测要素为中心要素(轴线、中心直线、中心平面、球心等)时,带箭头的指引线应与该要素所对应轮廓要素的尺寸线的延长线重合,如图 4-2、图 4-3 和图 4-7 所示。

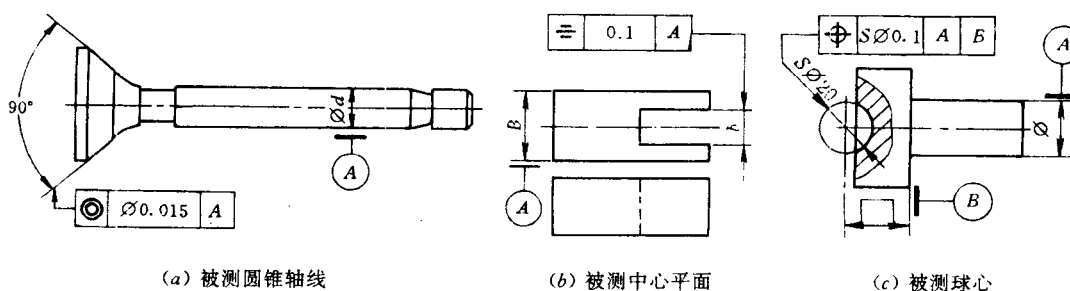


图 4-7 被测中心要素的标注示例

指引线的箭头应指向形位公差带的宽度方向或直径方向。当指引线的箭头指向公差带的宽度方向时,公差框格中的形位公差值只写出数字,该方向垂直于被测要素(如图 4-8a 所示),或者与给定方向相同(如图 4-8b 所示)。当指引线的箭头指向圆形或圆柱形公差带的直径方向时,形位公差值的数字前加注符号“ $\varnothing$ ”,例如图 4-8c 中孔心(点)的位置度的圆形公差带和图 4-2 中轴线直线度的圆柱形公差带。当指引线的箭头指向球形公差带的直径方向时,形位公差值的数字前则加注符号“ $S\varnothing$ ”,例如图 4-7c 中球心的球形公差带。

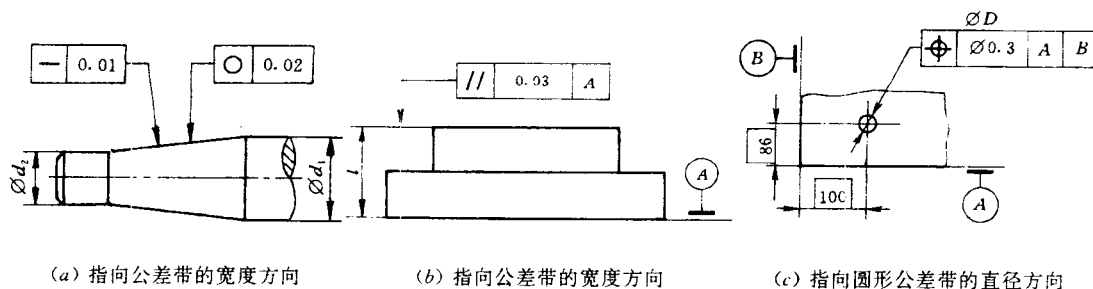


图 4-8 指引线箭头的指向

对于公共轴线、公共中心平面和公共平面等由几个同类要素组成的被测要素,应采用一个公差框格标注。这时应在公差框格的上方书写“共线”或“共面”字样,在该框格的一端引出一条指引线,并由该指引线分别向几个同类要素引出连线及绘制箭头,如图 4-9 的(a)和(b)所示;

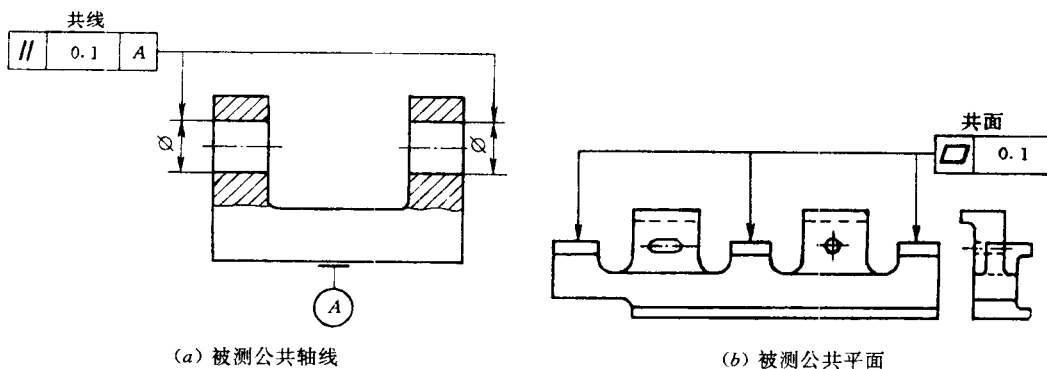


图 4-9 由几个同类要素组成的被测要素标注示例

或者在公差框格的上方写明同类要素的数量和代表该同类要素的字母,并书写“共线”或“共面”字样,同时绘制几个冠以该字母的 T 形尾的箭头,分别与这几个同类要素相连,如图 4-10 所示。

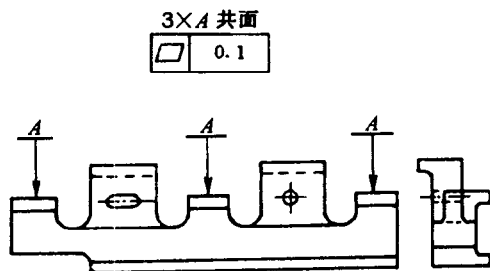


图 4-10 用 T 形尾的箭头标注被测公共平面的示例

### 三、基准要素的标注方法

对基准要素应标注基准符号。当基准要素为轮廓要素(轮廓线或平面)时,应把基准符号的粗短横线靠近置于该要素的轮廓线上或它的延长线上,并且粗短横线置放处必须与尺寸线明显错开,如图 4-11 的(a)和(b)所示。对于实际的基准表面,可以用特点的参考线把该表面引出(这个点指在该表面上),基准符号的粗短横线靠近置于这条参考线上,如图 4-11c 所示的圆环形基准表面的标注方法。

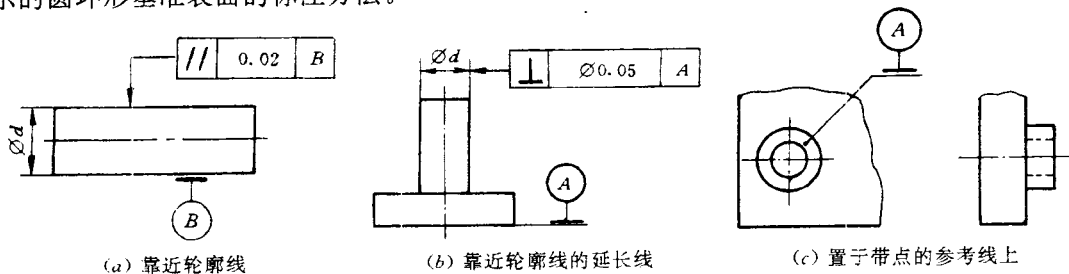


图 4-11 基准轮廓要素标注中基准符号的粗短横线的置放位置示例

当基准要素为轴线和中心平面等中心要素时,应把基准符号的粗短横线靠近置于基准轴线或基准中心平面所对应的轮廓要素的尺寸线的一个箭头,并且基准符号的细实线应与该尺寸线对齐,如图 4-12a 所示。如果尺寸线处安排不下两个箭头,则保留尺寸线的一个箭头,其另一个箭头用基准符号的粗短横线代替,如图 4-12b 所示。

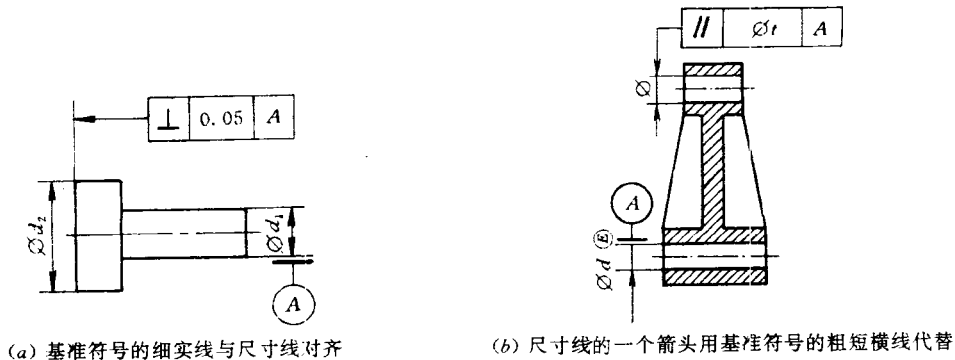
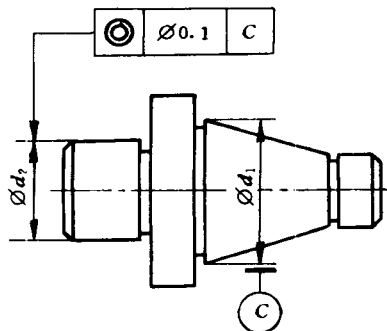
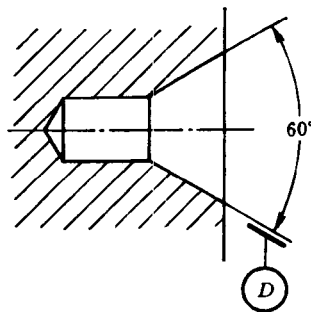


图 4-12 基准中心要素标注中基准符号的粗短横线的置放位置示例

当基准要素为圆锥轴线时,基准符号的细实线应与圆锥直径的尺寸线对齐,如图 4-13a 所示。若圆锥采用角度标注,则基准符号的粗短横线应正对该角度的尺寸线,如图 4-13b 所示。



(a) 圆锥注出最大圆锥直径



(b) 圆锥注出角度

图 4-13 对基准圆锥轴线标注基准符号

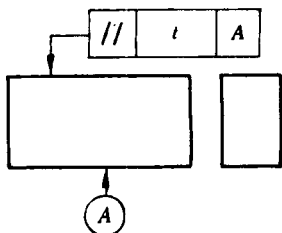
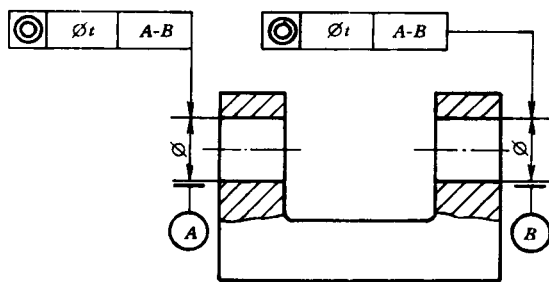


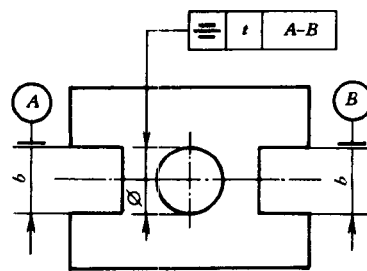
图 4-14 任选基准的标注方法

当被测要素与基准要素允许对调而标注任选基准时,只要将原来的基准符号的粗短横线改为箭头即可,如图 4-14 所示。

对于由两个同类要素构成而作为一个基准使用的公共基准轴线、公共基准中心平面等公共基准,应对这两个同类要素分别标注基准符号(采用两个不同的基准字母),并且在被测要素位置公差框格第三格或其以后某格中填写用短横线隔开的这两个字母,如图 4-15 的(a)和(b)所示。



(a) 公共基准轴线



(b) 公共基准中心平面

图 4-15 公共基准标注示例

#### 四、形位公差的简化标注方法

为了减少图样上公差框格或指引线的数量,简化绘图,在保证读图方便和不引起误解的前提下,可以简化形位公差的标注。

##### 1. 同一被测要素有几项形位公差要求的简化标注方法

同一被测要素有几项形位公差要求时,可以将这几项要求的公差框格重叠绘出,只用一条指引线引向被测要素。图 4-16 的标注表示对左端面有垂直度和平面度要求。

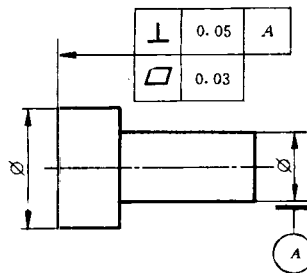


图 4-16 同一被测要素的几项形位公差简化标注示例

## 2. 几个被测要素有同一形位公差带要求的简化标注方法

几个被测要素有同一形位公差带要求时,可以只使用一个公差框格,由该框格的一端引出一条指引线,从这条指引线上绘制几条带箭头的连线,分别与这几个被测要素相连(例如如图 4-17a 所示,三个不要求共面的被测平面的平面度公差值均为  $0.1\text{mm}$ );或者在这个公差框格的上方注明被测要素的数量和代表这几个被测要素的字母,同时绘制几个冠以该字母

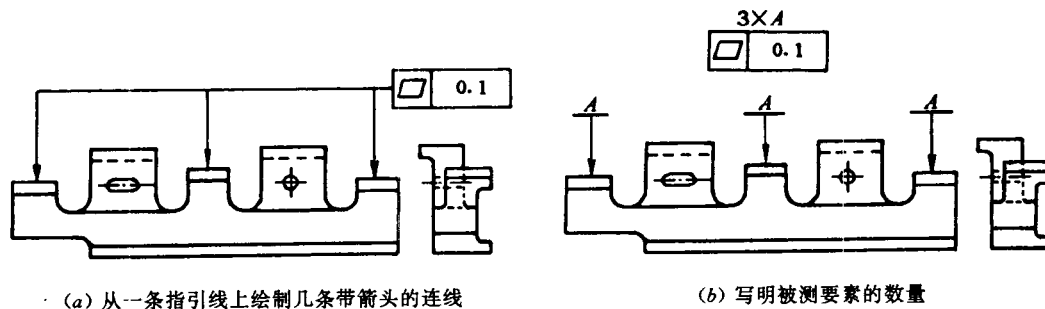


图 4-17 几个被测要素有同一形位公差带要求的简化标注示例

的 T 形尾的箭头,分别与这几个被测要素相连(例如如图 4-17b 所示,三个不要求共面的被测平面的平面度公差值均为  $0.1\text{mm}$ )。

## 3. 几个同型被测要素有同一形位公差带要求的简化标注方法

结构和尺寸分别相同的几个被测要素有同一形位公差带要求时,可以只对其中一个要素绘制公差框格,在该框格的上方写明要素的数量。例如,图 4-18 中有三条具有相同宽度的刻线,刻线的中心线间距离的位置度公差值均为  $0.05\text{mm}$ 。

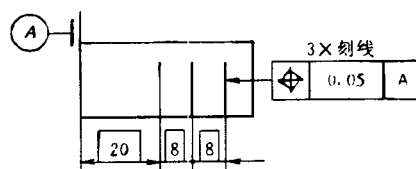


图 4-18 三条刻线有同一位置度公差带要求的简化标注

## § 3 形位公差带

## 一、形位公差的含义和形位公差带的特性

形位公差是指实际被测要素对图样上给定的理想形状、理想位置的允许变动量。形状公差是指实际单一要素的形状所允许的变动量。位置公差是指实际关联要素相对于基准的位置所允许的变动量。

形位公差带是用来限制实际被测要素变动的区域。这个区域可以是平面区域或空间区域。除非另有要求,实际被测要素在公差带内可以具有任何形状和方向。只要实际被测要素能全部落在给定的公差带内,就表明该实际被测要素合格。

形位公差带具有形状、大小和方位等特性。其形状取决于被测要素的理想形状、给定的形位公差特征项目和标注形式。表 4-2 列出了形位公差带的九种主要形状,它们都是几何图形。

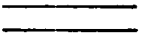
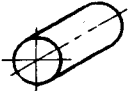

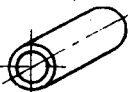

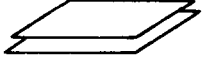



形位公差带的大小用它的宽度或直径来表示,由给定的公差值决定。形位公差带的方位则由给定的形位公差特征项目和标注形式确定。

形位公差带是按几何概念定义的(但跳动公差带除外),与测量方法无关,所以在实际生

产中可以采用任何测量方法来测量和评定某一实际被测要素是否满足设计要求。而跳动是按特定的测量方法定义的,其公差带的特性与该测量方法有关。

被测要素的形状精度或(和)位置精度可以用一个或几个形位公差特征项目来控制。

表 4-2 形位公差带的九种主要形状

形 状	说 明	形 状	说 明
	两平行直线之间的区域		圆柱内的区域
	两等距曲线之间的区域		两同轴线圆柱面之间的区域
	两同心圆之间的区域		两平行平面之间的区域
	圆内的区域		两等距曲面之间的区域
	球内的区域		

## 二、形状公差带

形状公差涉及的要素是线和面,一个点无所谓形状。形状公差有直线度、平面度、圆度和圆柱度公差等四个特征项目。它们不涉及基准,它们的理想被测要素的形状不涉及尺寸,公差带的方位可以浮动(用公差带判定实际被测要素是否位于它的区域内时,它的方位可以随实际被测要素的方位的变动而变动)。也就是说,形状公差带只有形状和大小的要求,而没有方位的要求。例如图 4-19 所示平面度公差特征项目中,理想被测要素的形状为平面,因此限制实际被测要素在空间变动的区域(公差带)的形状为两平行平面,公差带可以上下移动或朝任意方向倾斜,只控制实际被测要素的形状误差(平面度误差)。

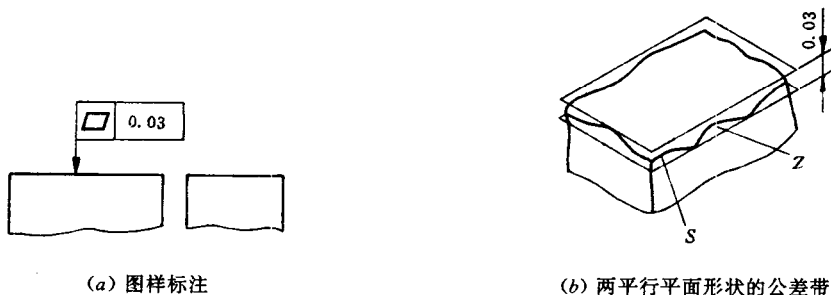

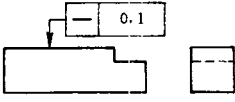
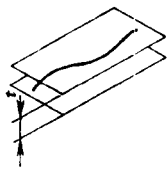
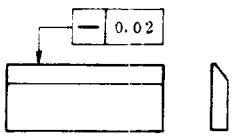
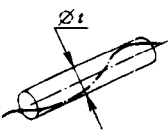
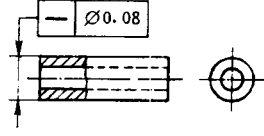
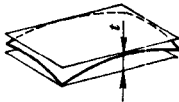
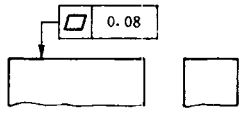
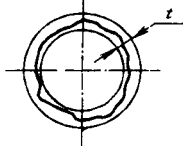
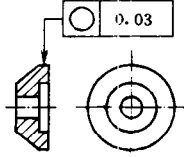
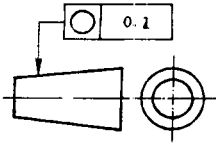


图 4-19 平面度公差带

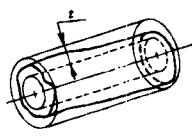
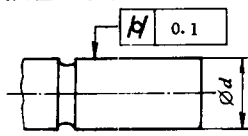
S—实际被测要素; Z—公差带

直线度、平面度、圆度和圆柱度公差带的定义和标注示例见表 4-3。

表 4-3 直线度、平面度、圆度和圆柱度公差带的定义和标注示例

特征项目	公差带定义	标注示例和解释
直线度公差	在给定平面内,公差带是距离为公差值 $t$ 的两平行直线之间的区域 	被测表面的素线必须位于平行于图样所示投影面且距离为公差值 0.1mm 的两平行直线内 
	在给定方向上,公差带是距离为公差值 $t$ 的两平行平面之间的区域 	棱线必须位于箭头所示方向且距离为公差值 0.02mm 的两平行平面内 
	在任意方向上,公差带是直径为公差值 $t$ 的圆柱面内的区域 	被测圆柱面的轴线必须位于直径为 $\varnothing 0.08$ mm 的圆柱面内 
平面度公差	公差带是距离为公差值 $t$ 的两平行平面之间的区域 	被测表面必须位于距离为公差值 0.08mm 的两平行平面内 
圆度公差		被测圆柱面任一正截面上的圆周必须位于半径差为公差值 0.03mm 的两同心圆之间 
		被测圆锥面任一正截面上的圆周必须位于半径差为公差值 0.1mm 的两同心圆之间 

(续表)

特征项目	公差带定义	标注示例和解释
圆柱度公差	公差带是半径差为公差值 $t$ 的两同轴线圆柱面之间的区域 	被测圆柱面必须位于半径差为公差值 0.1mm 的两同轴线圆柱面之间 

三、基准

1. 基准的种类

基准是确定实际被测要素的方向或位置的参考对象,应具有理想形状(有时还应具有理想方向)。

基准有基准点、基准直线(包括基准轴线)和基准平面(包括基准中心平面)等几种形式。基准点用得极少,基准直线和基准平面则得到广泛应用。按需要,被测要素的方位可以根据单一基准、公共基准或三基面体系来确定。

(1) 单一基准

单一基准是指由一个基准要素建立的基准。例如图 4-8b 所示,由一个平面要素建立基准(基准平面 A);图 4-3 所示,由  $\varnothing 12H8$  圆柱面轴线建立基准(基准轴线 A)。

(2) 公共基准

公共基准是指由两个或两个以上的同类基准要素建立的一个独立的基准,又称组合基准。例如图 4-20 的同轴度示例中,由两个直径皆为  $\varnothing d_1$  的圆柱面的轴线 A、B 建立公共基准轴线 A-B,它作为一个独立的基准使用。

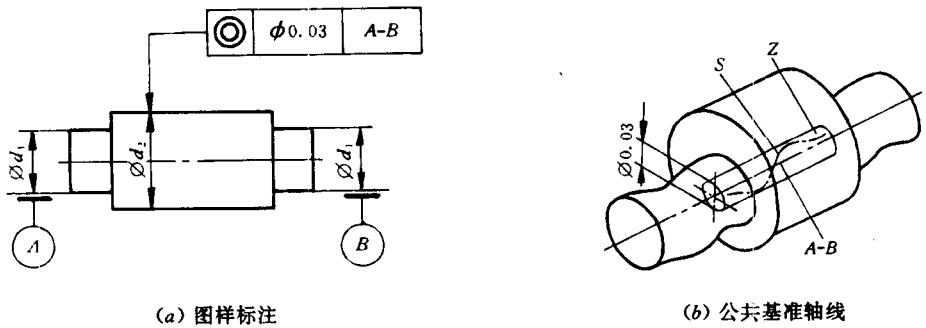


图 4-20 同轴度

S—实际被测轴线; Z—圆柱形公差带

(3) 三基面体系

当单一基准或一个独立的公共基准不能对被测要素提供完整而正确的定向或定位时,就有必要引用基准体系。为了与空间直角坐标系一致,规定以三个互相垂直的基准平面构成一个基准体系——三基面体系。参看图 4-21,三个互相垂直的平面 A、B、C 构成了一个三基面体系,它们按功能要求分别称为第一、第二、第三基准平面(基准的顺序)。第二基准平面 B 垂直于第一基准平面 A,第三基准平面 C 垂直于第一基准平面 A,且垂直于第二基准平面 B。



三基面体系中每两个基准平面的交线构成一条基准轴线,三条基准轴线的交点构成基准点。确定被测要素的方位时,可以使用三基面体系中的三个基准平面,也可以使用其中的两个基准平面或一个基准平面(单一基准平面),或者使用一个基准平面和一条基准轴线。

## 2. 基准的体现

零件加工后,其实际基准要素不可避免地存在或大或小的形状误差(有时还存在方向误差)。如果以存在形状误差的实际基准要素作为基准,则难以确定实际被测要素的方向或位置。例如如图 4-22 所示,上表面(平面)对底平面有平行度要求,实际尺寸  $H_1 = H_2 = H_3 = \dots = H_n$ , 由于实际基准表面 1 存在形状误差,因此测得的平行度误差值似乎为零;但实际上表面相对于具有理想形状的基准平面(平板工作平面 2)来说,却有平行度误差,其数值为指示表最大与最小示值的差值  $f$ 。又如如图 4-23 所示,  $\varnothing D$  孔的轴线相对于基准平面 A 和 B 有位置度要求,由于两个实际基准要素存在形状误差,它们之间还存在方向误差,因此根据实际基准要素就很难评定该孔轴线的位置度误差值。显然,当两个基准皆为理想平面 A 和 B,并且它们互相垂直时,就不难确定该孔轴线的实际位置对其理想位置的偏移量  $\Delta$ ,进而确定位置度误差值  $\varnothing f = 2\Delta$ 。

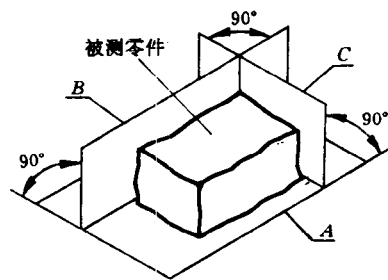


图 4-21 三基面体系

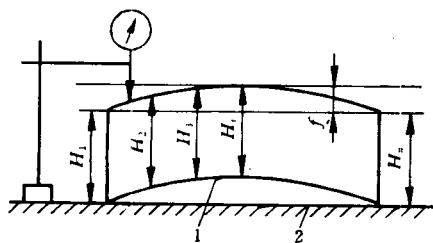


图 4-22 实际基准要素存在形状误差

1—实际基准表面; 2—平板工作平面

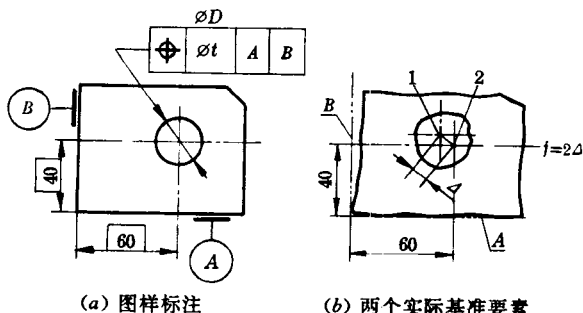
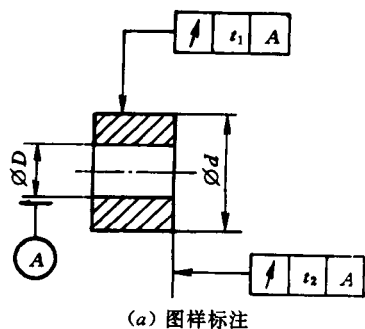


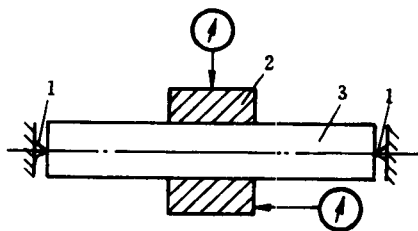
图 4-23 实际基准要素存在形状误差和方向误差

1—孔轴线的实际位置; 2—孔轴线的理想位置

从上述可知,在加工和检测中,实际基准要素的形状误差较大时,不宜直接使用实际基准要素作为基准。基准通常是用形状足够精确的表面来模拟体现的。例如,基准平面可用平



(a) 图样标注



(b) 测量示意图

图 4-24 测量径向和端面圆跳动

1—顶尖; 2—被测零件; 3—心轴

台、平板的工作平面来模拟体现(见图 4-22),孔的基准轴线可用与孔成无间隙配合的心轴或可膨胀式心轴的轴线来模拟体现(见图 4-24),轴的基准轴线可用 V 形块来体现(见图 4-25),三基面体系中的基准平面可用平板和方箱的工作平面来模拟体现。

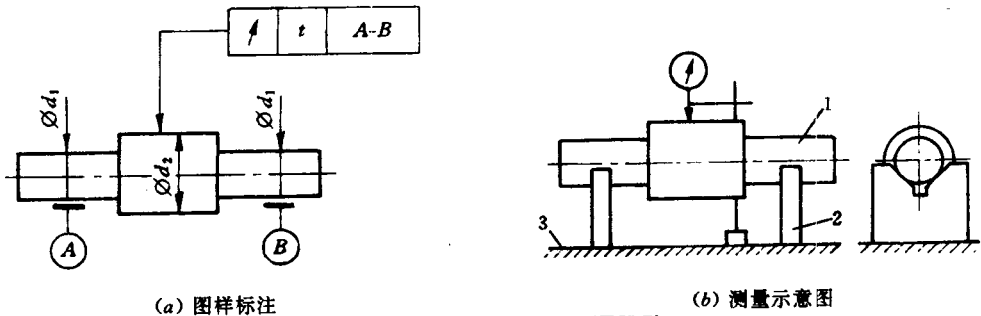


图 4-25 测量径向圆跳动

1—被测零件; 2—两个等高 V 形块; 3—平板


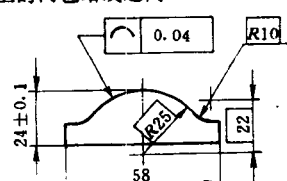
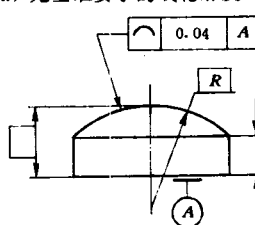
四、轮廓度公差带

轮廓度公差涉及的要素是曲线和曲面。轮廓度公差有线轮廓度和面轮廓度公差两个特征项目。它们的理想被测要素的形状需要用理论正确尺寸(把数值围以方框表示的没有公差而绝对准确的尺寸)决定。

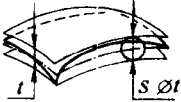
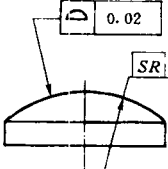
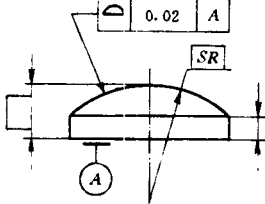
轮廓度公差带分为无基准要求的(没有基准约束的)和有基准要求的(受基准约束的)两种。前者的方位可以浮动,而后的方位是固定的。

线、面轮廓度公差带的定义和标注示例见表 4-4。

表 4-4 线、面轮廓度公差带的定义和标注示例

特征项目	公差带定义	标注示例和解释
线轮廓度公差	公差带是包络一系列直径为公差值 $t$ 的圆的两包络线之间的区域。这些圆的圆心位于具有理论正确几何形状的曲线上 	在平行于图样所示投影面的任一截面上,被测轮廓线必须位于包络一系列直径为公差值 0.04mm 的圆且圆心位于具有理论正确几何形状的曲线上的两包络线之间  (a) 无基准要求的线轮廓度公差  (b) 有基准要求的线轮廓度公差

(续表)

特征项目	公差带定义	标注示例和解释
面轮廓度公差	公差带是包络一系列直径为公差值 $t$ 的球的两包络面之间的区域。这些球的球心位于具有理论正确几何形状的曲面上。 	被测轮廓面必须位于包络一系列球的两包络面之间,这些球的直径为公差值 0.02mm 且球心位于具有理论正确几何形状的曲面上。  (a) 无基准要求的面轮廓度公差  (b) 有基准要求的面轮廓度公差

五、定向公差带

定向公差涉及的要素是线和面,一个点无所谓形状和方向。定向公差有平行度、垂直度、和倾斜度公差等三个特征项目。定向公差是指实际关联要素相对于基准的实际方向对理想方向的允许变动量。

平行度、垂直度和倾斜度公差的被测要素和基准要素各有平面和直线之分,因此,它们的公差各有被测平面相对于基准平面(面对面)、被测直线相对于基准平面(线对面)、被测平面相对于基准直线(面对线)和被测直线相对于基准直线(线对线)等四种形式。平行度、垂直度和倾斜度公差带分别相对于基准保持平行、垂直和倾斜一理论正确角度  $\alpha$  的关系,它们分别如图 4-26a、b、c 所示。

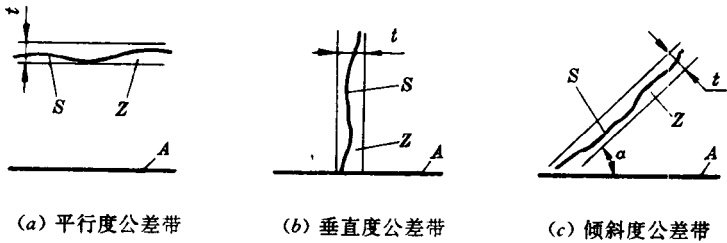


图 4-26 定向公差带示例

A—基准;  $t$ —定向公差值; S—实际被测要素; Z—公差带

定向公差带有形状和大小的要求,还有特定方向的要求。例如,图 4-8b 所示的平行度公差特征项目中,理想被测要素的形状为平面,因而公差带的形状为两平行平面(见图 4-26a),该公差带可以平行于基准平面 A 移动,既控制实际被测要素的平行度误差(面对面的平行度误差)

差),同时又自然地在 0.03mm 平行度公差范围内控制该实际被测要素的平面度误差。

定向公差带能自然地把同一被测要素的形状误差控制在定向公差范围内。因此,对某一被测要素给出定向公差后仅在对形状精度有进一步要求时,才另行给出形状公差,而形状公差值必须小于定向公差值。例如图 4-27 所示,对被测平面给出 0.03mm 平行度公差和 0.01mm 平面度公差。

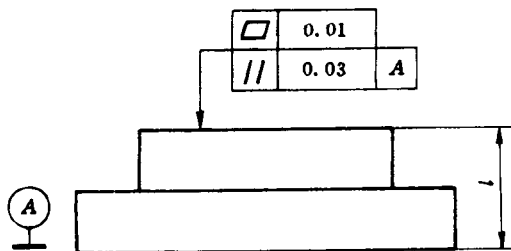
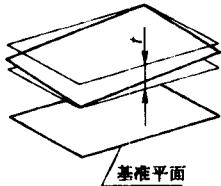
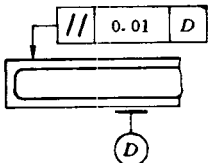
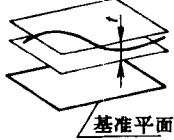
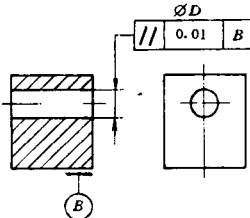
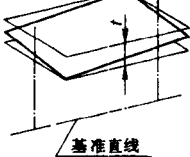
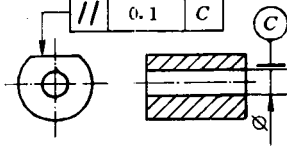


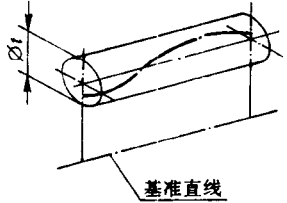
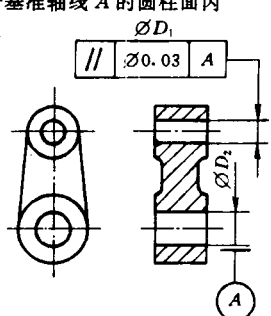
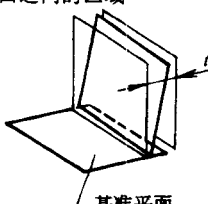
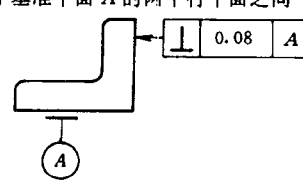
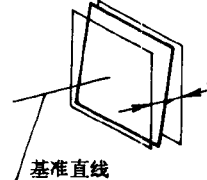
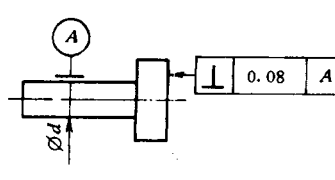
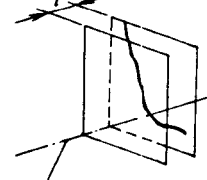
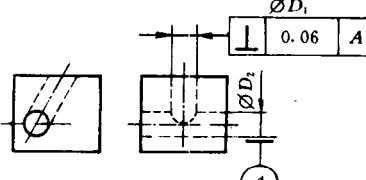
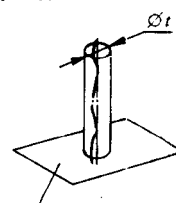
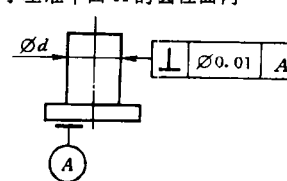
图 4-27 对一个被测要素同时给出定向公差和形状公差示例

典型平行度、垂直度和倾斜度公差带的定义和标注示例见表 4-5。

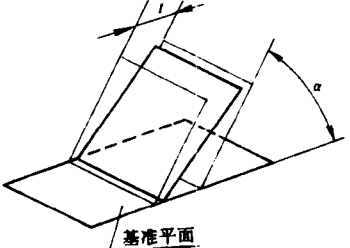
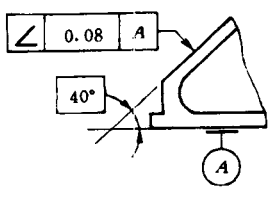
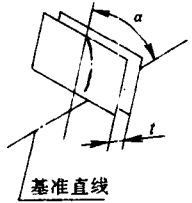
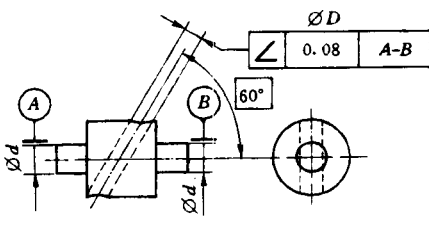
表 4-5 典型平行度、垂直度和倾斜度公差带的定义和标注示例

特征项目	公差带定义	标注示例和解释
平行度公差		
面对面平行度公差	公差带是距离为公差值 $t$ 且平行于基准平面的两平行平面之间的区域 	被测表面必须位于距离为公差值 0.01mm 且平行于基准平面 $D$ 的两平行平面之间 
线对面平行度公差	公差带是距离为公差值 $t$ 且平行于基准平面的两平行平面之间的区域 	被测轴线必须位于距离为公差值 0.01mm 且平行于基准平面 $B$ 的两平行平面之间 
面对线平行度公差	公差带是距离为公差值 $t$ 且平行于基准直线的两平行平面之间的区域 	被测表面必须位于距离为公差值 0.1mm 且平行于基准轴线 $C$ 的两平行平面之间 

(续表)

特征项目	公差带定义	标注示例和解释
平行度公差	<p>公差带是直径为公差值 <math>t</math> 且平行于基准直线的圆柱面内的区域</p>  <p>基准直线</p>	<p>被测轴线必须位于直径为公差值 <math>\varnothing 0.03\text{mm}</math> 且平行于基准轴线 <math>A</math> 的圆柱面内</p>  <p><math>\varnothing D_1</math> // <math>\varnothing 0.03</math> <math>A</math></p>
垂直度公差	<p>公差带是距离为公差值 <math>t</math> 且垂直于基准平面的两平行平面之间的区域</p>  <p>基准平面</p>	<p>被测平面必须位于距离为公差值 <math>0.08\text{mm}</math> 且垂直于基准平面 <math>A</math> 的两平行平面之间</p>  <p><math>\perp</math> <math>0.08</math> <math>A</math></p>
	<p>公差带是距离为公差值 <math>t</math> 且垂直于基准直线的两平行平面之间的区域</p>  <p>基准直线</p>	<p>被测平面必须位于距离为公差值 <math>0.08\text{mm}</math> 且垂直于基准轴线 <math>A</math> 的两平行平面之间</p>  <p><math>\perp</math> <math>0.08</math> <math>A</math></p>
线对线垂直度公差	<p>公差带是距离为公差值 <math>t</math> 且垂直于基准直线的两平行平面之间的区域</p>  <p>基准直线</p>	<p>被测轴线必须位于距离为公差值 <math>0.06\text{mm}</math> 且垂直于基准轴线 <math>A</math> 的两平行平面之间的区域</p>  <p><math>\perp</math> <math>0.06</math> <math>A</math></p>
线对面垂直度公差(任意方向上)	<p>公差带是距离为公差值 <math>t</math> 且垂直于基准平面的圆柱面内的区域</p>  <p>基准平面</p>	<p>被测轴线必须位于直径为公差值 <math>\varnothing 0.01\text{mm}</math> 且垂直于基准平面 <math>A</math> 的圆柱面内</p>  <p><math>\perp</math> <math>\varnothing 0.01</math> <math>A</math></p>

(续表)

特征项目	公差带定义	标注示例和解释
倾斜度公差  面对面倾斜度公差	公差带是距离为公差值 $t$ 且与基准平面成一给定角度的两平行平面之间的区域  	被测表面必须位于距离为公差值 0.08mm 且与基准平面 A 成理论正确角度 $40^\circ$ 的两平行平面之间  
线对线倾斜度公差	公差带是距离为公差值 $t$ 且与基准直线成一给定角度的两平行平面之间的区域  	被测轴线必须位于距离为公差值 0.08mm 且与基准轴线 A-B 成理论正确角度 $60^\circ$ 的两平行平面之间  

## 六、定位公差带

定位公差有同轴度、对称度和位置度公差等三个特征项目。下面分别说明有关同轴度、对称度和位置度公差带的概念。

### 1. 同轴度公差带

同轴度公差有线的同轴度公差和点的同心度公差两种。

线的同轴度公差涉及的要素是圆柱面和圆锥面的轴线。同轴度是指被测轴线应与基准轴线(或公共基准轴线)重合的精度要求。

线的同轴度公差是指实际被测轴线对基准轴线(被测轴线的理想位置)的允许变动量。同轴度公差带是指直径为公差值,且与基准轴线同轴线的圆柱面内的区域。例如图 4-20a 所示的图样标注,  $\varnothing d_2$  被测轴线应与公共基准轴线 A-B 重合,理想被测要素的形状为直线,以公共轴线 A-B 为中心在任意方向上控制实际被测轴线的变动范围,因此公差带应是以公共基准轴线 A-B 为轴线,直径为公差值  $\varnothing 0.03\text{mm}$  的圆柱面内的区域(图 4-20b)。该公差带的方位是固定的。

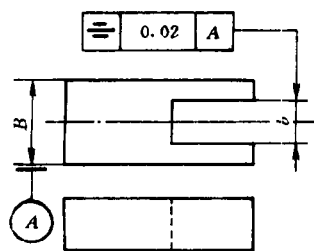
点的同心度公差涉及的要素是圆心。同心度是指被测圆心应与基准圆心重合的精度要求。

点的同心度公差是指实际被测圆心对基准圆心(被测圆心的理想位置)的允许变动量。同心度公差带是指直径为公差值,且与基准圆心同心的圆内的区域。该公差带的位置是固定的。示例见表 4-6。

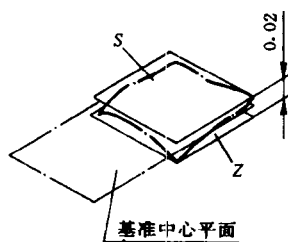
## 2. 对称度公差带

对称度公差涉及的要素是中心平面(或公共中心平面)和轴线(或公共轴线、中心直线)。对称度是指被测中心要素应与基准中心要素重合,或者应通过基准中心要素的精度要求。

对称度公差是指实际被测中心要素的位置对基准的允许变动量,有被测中心平面相对于基准中心平面(面对面)、被测中心平面相对于基准轴线(面对线)、被测轴线相对于基准中心平面(线对面)和被测轴线相对于基准轴线(线对线)等四种形式。对称度公差带是指距离为公差值,且相对于基准对称配置的两平行平面之间的区域。例如图 4-28a 所示的图样标注,宽度为  $b$  的槽的被测中心平面应与宽度为  $B$  的基准中心平面  $A$  重合。理想被测要素的形状为平面,以基准中心平面  $A$  为中心在给定方向上控制实际被测要素的变动范围,因此公差带应是距离为  $0.02\text{mm}$  且相对于基准中心平面  $A$  对称配置的两平行平面之间的区域,如图 4-28b 所示。该公差带的方位是固定的。



(a) 图样标注



(b) 公差带

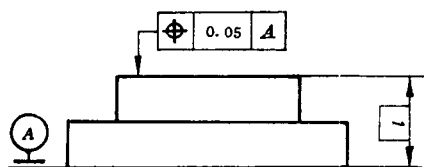
图 4-28 面对面的对称度

$S$ —实际被测中心平面;  $Z$ —两平行平面形状的公差带

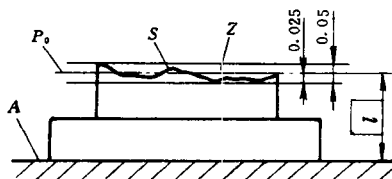
## 3. 位置度公差带

位置度公差涉及的被测要素有点、线、面,而涉及的基准要素通常为线和面。位置度是指被测要素应位于由基准和理论正确尺寸确定的理想位置上的精度要求。

位置度公差是指实际被测要素的位置对其理想位置的允许变动量。位置度公差带是指以被测要素的理想位置为中心来限制实际被测要素变动的区域,该区域相对于理想位置对称配置,该区域的宽度或直径等于公差值。例如图 4-29a 所示的图样标注,理想被测要素的形状为平面,它应位于平行于基准平面  $A$  且至该基准平面的距离(定位尺寸)为理论正确尺寸  $L$  的理想位置  $P_0$ 。上(图 4-29b),以这理想位置为中心在给定方向上控制实际被测要素的变动范围,因此公差带应是距离为  $0.05\text{mm}$  且相对于上述理想位置对称配置的两平行平面之间的区域(图 4-29b)。该公差带的方向是固定的。



(a) 图样标注



(b) 两平行平面形状的公差带

图 4-29 面的位置度公差带

$S$ —实际被测要素;  $Z$ —公差带

对于尺寸和结构分别相同的几个被测要素(称为成组要素,如孔组),用由理论正确尺寸按确定的几何关系把它们联系在一起作为一个整体而构成的几何图框,来给出它们的理想位置。例如图 4-30a 所示的图样标注,矩形布置的六孔组有位置度要求,六个孔心之间的相对位置关系由保持垂直关系的理论正确尺寸 $x_1$ 、 $x_2$ 和 $y$ 确定;图 4-30b 为六孔组的几何图框;图 4-30c 所示为该几何图框的理想位置由基准 A、B(后者垂直于前者)和定位的理论正确尺寸 $L_x$ 、 $L_y$ 来确定。各孔心位置度公差带(图 4-30c 所示带网点的圆)是分别以各孔的理想位置为中心(圆心)的圆内的区域,它们分别相对于各自的理想位置对称配置,公差带的直径为 $\phi t$ 。

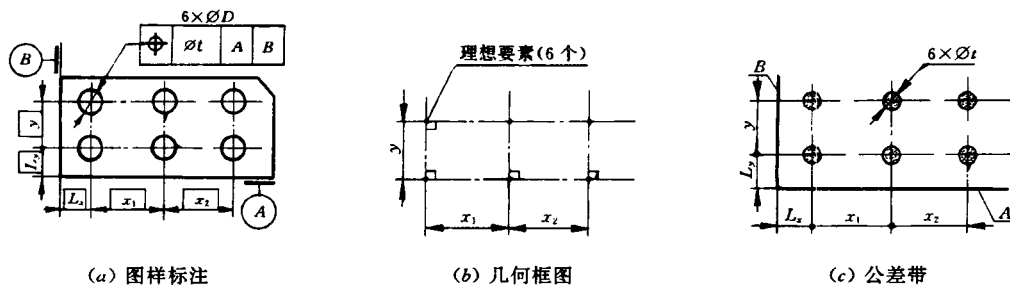


图 4-30 矩形布置孔组的位置度公差带示例

再如图 4-31a 所示的图样标注,圆周布置的六孔组有位置度要求,六个孔的轴线之间的相对位置关系是它们均布在直径为正确理论尺寸 $\phi L$ 的圆周上。参看图 4-31b,六孔组的几何图框就是这个圆周,该几何图框的中心与基准轴线 A 重合,其定位的理论正确尺寸为零。各孔轴线位置度公差带是以由基准轴线 A 和几何图框确定的各自理想位置(按 $60^\circ$ 均匀分布)为中心的圆柱面内的区域,它们分别相对于各自的理想位置对称分布,公差带的直径等于公差值 $\phi t$ 。

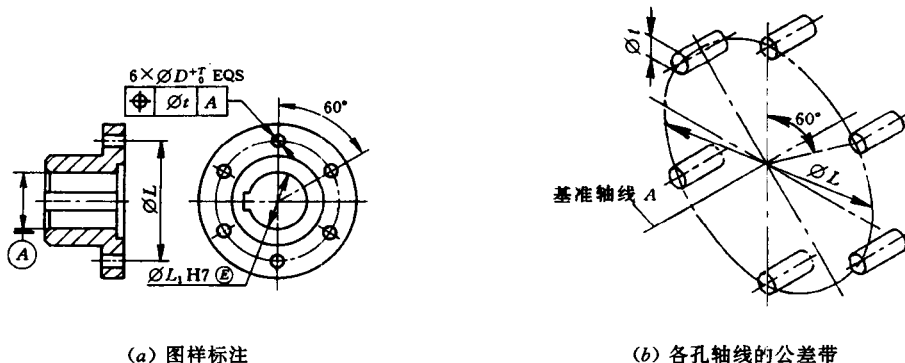


图 4-31 圆周布置六孔组的位置度公差带示例

综上所述,定位公差带不仅有形状和大小的要求,而且相对于基准的定位尺寸为理论正确尺寸,因此还有特定方位的要求,即定位公差带的中心具有确定的理想位置,且以该理想位置对称配置公差带。

定位公差带能自然地把同一被测要素的形状误差和定向误差控制在其定位公差范围内。例如图 4-29 所示的被测平面位置度公差带,既控制实际被测平面距基准平面 A 的位置



度误差,同时又自然地在 0.05mm 位置度公差带范围内控制该实际被测平面对基准平面 A 的平行度误差和它本身的平面度误差。

因此,对某一被测要素给出定位公差后,仅在对其定向精度或(和)形状精度有进一步要求时,才另行给出定向公差或(和)形状公差,而定向公差值必须小于定位公差值,形状公差值必须小于定向公差值。例如图 4-32 所示,对被测平面同时给出 0.05mm 位置度公差、0.03mm 平行度公差和 0.01mm 平面度公差。

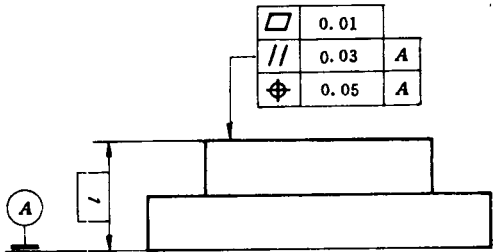
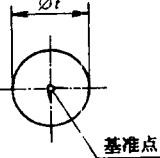
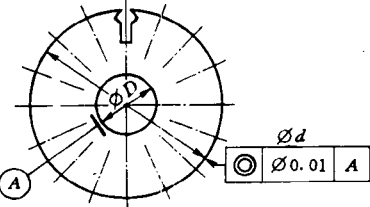
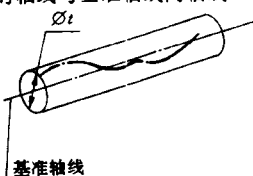
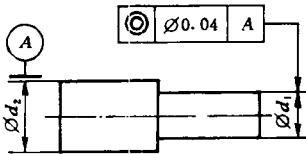
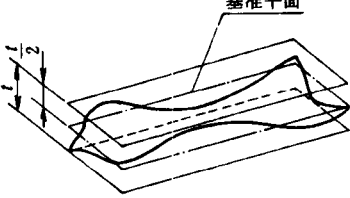
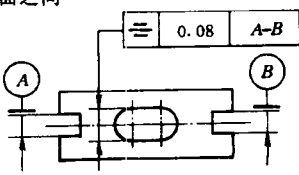


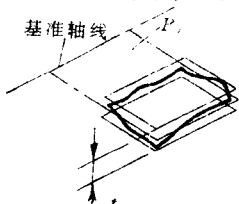
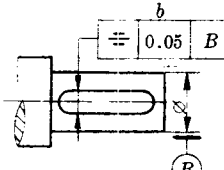
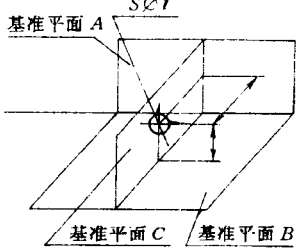
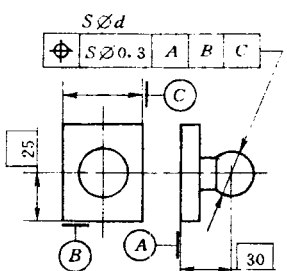
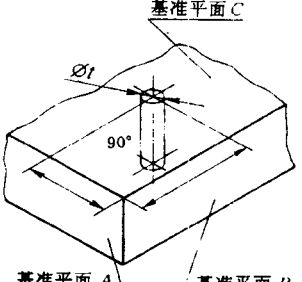
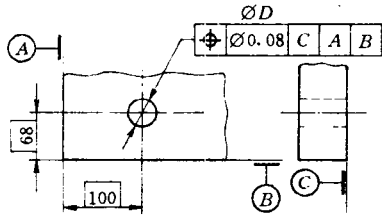
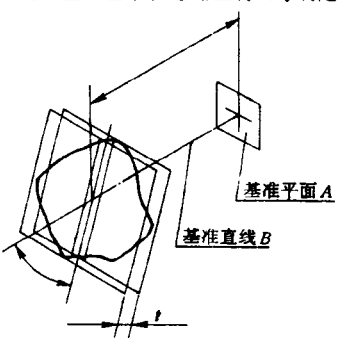
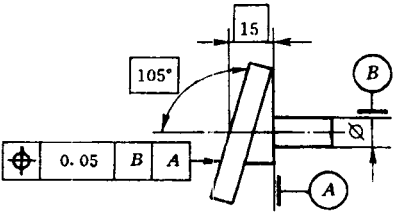
图 4-32 对一个被测要素同时给出定位、定向和形状公差

典型同轴度、对称度和位置度公差带的定义和标注示例见表 4-6。

表 4-6 典型同轴度、对称度和位置度公差带的定义和标注示例

特征项目	公差带定义	标注示例和解释
同轴度公差	点的同轴度公差 公差带是直径为公差值 $t$ 且与基准圆心同心的圆内的区域 	外圆的圆心必须位于直径为公差值 $\varnothing 0.01\text{mm}$ 且与基准圆心同心的圆内 
	线的同轴度公差 公差带是直径为公差值 $t$ 的圆柱面内的区域,该圆柱面的轴线与基准轴线同轴线 	$\varnothing d_1$ 圆柱面轴线必须位于直径为公差值 $\varnothing 0.04\text{mm}$ 且与基准轴线 A 同轴线的圆柱面内 
对称度公差	面对面对称度公差 公差带是距离为公差值 $t$ 且相对于基准中心平面对称配置的两平行平面之间的区域 	被测中心平面必须位于距离为公差值 0.08mm 且相对于基准公共中心平面 A-B 对称配置的两平行平面之间 

(续表)

特征项目	公差带定义	标注示例和解释
对称度公差	<p>公差带是距离为公差值 <math>t</math> 且相对于基准轴线对称配置的两平行平面之间的区域</p> 	<p>宽度为 <math>b</math> 的键槽的中心平面必须位于距离为 <math>0.05\text{mm}</math> 且相对于基准轴线 <math>B</math> (通过基准轴线 <math>B</math> 的理想平面 <math>P_0</math>) 对称配置的两平行平面之间</p> 
位置度公差	<p>公差带是直径为公差值 <math>t</math> 且以点的理想位置为中心点的圆或球内的区域。该中心点的位置由基准和理论正确尺寸确定</p> 	<p>被测球的球心必须位于直径为公差值 <math>0.3\text{mm}</math> 的球内。这 <math>S\varnothing 0.3\text{mm}</math> 球的球心位于由基准平面 <math>A, B, C</math> 和理论正确尺寸 <math>30, 25</math> 确定的理想位置上</p> 
线的位置度公差	<p>公差带是直径为公差值 <math>t</math> 且以线的理想位置为轴线的圆柱面内的区域。公差带轴线的位置由基准和理论正确尺寸确定</p> 	<p><math>\varnothing D</math> 被测孔的轴线必须位于直径为公差值 <math>\varnothing 0.08\text{mm}</math> 由三基准体系 <math>C, A, B</math> 和相对于基准平面 <math>A, B</math> 的理论正确尺寸 <math>100, 68</math> 所确定的理想位置为轴线的圆柱面内</p> 
面的位置度公差	<p>公差带是距离为公差值 <math>t</math> 且以面的理想位置为中心对称配置的两平行平面之间的区域。公差带中心的位置由基准和理论正确尺寸确定</p> 	<p>被测表面必须位于距离为公差值 <math>0.05\text{mm}</math> 由基准轴线 <math>B</math>、基准平面 <math>A</math> 和相对于它们的理论正确尺寸 <math>105^\circ, 15</math> 确定的理想位置为中心对称配置的两平行平面之间</p> 

七、跳动公差带

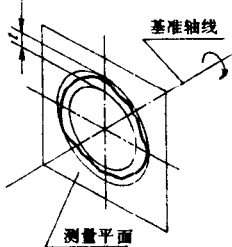
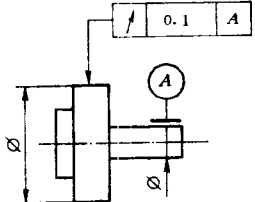
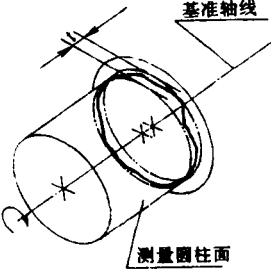
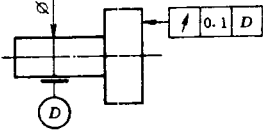
跳动公差是按特定的测量方法定义的位置公差。跳动公差涉及的被测要素为圆柱面、圆形端面、圆锥面和曲面等轮廓要素,涉及的基准要素为轴线。

跳动公差有圆跳动公差和全跳动公差两个特征项目。圆跳动是指实际被测要素在无轴向移动的条件下绕基准轴线旋转一转过程中,由位置固定的指示表在给定的测量方向上对该实际被测要素测得的最大与最小示值之差,圆跳动的标注和圆跳动的测量如图4-24所示。全跳动是指实际被测要素在无轴向移动的条件下绕基准轴线连续旋转过程中,指示表与实际被测要素作相对直线运动,指示表在给定的测量方向上对该实际被测要素测得的最大与最小示值之差。

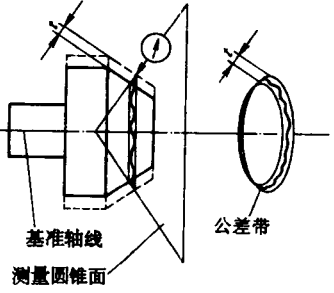
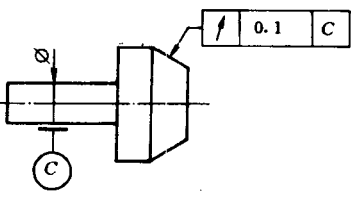
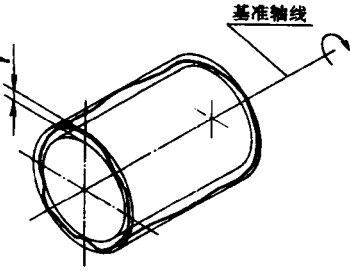
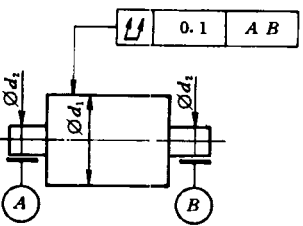
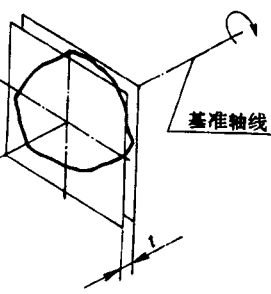
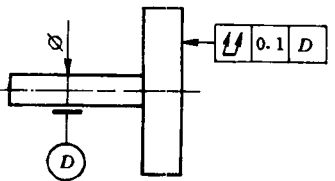
测量跳动时的测量方向就是指示表测杆轴线相对于基准轴线的方向。根据测量方向,跳动分为径向跳动(测杆轴线与基准轴线垂直且相交)、端面跳动(测杆轴线与基准轴线平行)和斜向跳动(测杆轴线与基准轴线倾斜某一给定角度且相交)。

典型跳动公差带的定义和标注示例见表4-7。

表4-7 典型跳动公差带的定义和标注示例

特征项目		公差带定义	标注示例和解释
圆跳动公差	径向圆跳动公差	<p>公差带是在垂直于基准轴线的任意测量平面内,半径差为公差值<math>t</math>且圆心在基准轴线上的两同心圆之间的区域</p> 	<p>当被测圆柱面绕基准轴线A旋转一转时,在任意测量平面内的径向圆跳动均不得大于0.1mm</p> 
	端面圆跳动公差	<p>公差带是在与基准轴线同轴线的任一半径位置的测量圆柱面上宽度为公差值<math>t</math>的两个圆之间的区域</p> 	<p>被测圆端面绕基准轴线D旋转一转时,在任一测量圆柱面上的轴向跳动均不得大于0.1mm</p> 

(续表)

特征项目	公差带定义	标注示例和解释
圆跳动公差	<p>公差带是在与基准轴线同轴线的任一测量圆锥面上宽度为公差值 <math>t</math> 的一段锥面区域。除另有规定,测量方向应垂直于被测表面</p> 	<p>被测圆锥面绕基准轴线 <math>C</math> 旋转一转时,在任一测量圆锥面上的跳动均不得大于 <math>0.1\text{mm}</math></p> 
全跳动公差	<p>公差带是半径差为公差值 <math>t</math> 且与基准轴线同轴线的两圆柱面之间的区域</p> 	<p>被测圆柱面绕公共基准轴线 <math>A-B</math> 连续旋转,指示表与工件在平行于该公共基准轴线的方向作轴向相对直线运动时,被测圆柱面上各点的示值中最大值与最小值的差值不得大于 <math>0.1\text{mm}</math></p> 
端面全跳动公差	<p>公差带是距离为公差值 <math>t</math> 且与基准轴线垂直的两平行平面之间的区域</p> 	<p>被测圆端面绕基准轴线 <math>D</math> 连续旋转,指示表与工件在垂直于该基准轴线的方向作径向相对直线运动时,被测圆端面上各点的示值中最大值与最小值的差值不得大于 <math>0.1\text{mm}</math></p> 

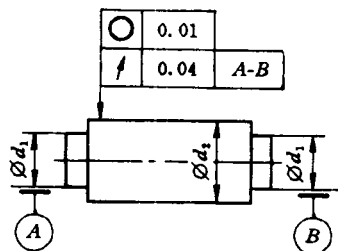


图 4-33 跳动公差和形状公差同时标注示例

跳动公差带有形状和大小的要求,还有方位的要求,即公差带相对于基准轴线有确定的方位。例如,某一横截面径向圆跳动公差带的中心点在基准轴线上;径向全跳动公差带的轴线(中心)与基准轴线同轴线;端面全跳动公差带(两平行平面)垂直于基准轴线。此外,跳动公差带能综合控制同一被测要素的方位和形状误差。例如,径向圆跳动公差带综合控制同轴度误差和圆度误差;径向全跳动公差带综合控制同轴度误差和圆柱度误差;端面全跳动公差带综合控制端面对基准轴



轴线必须垂直于基准平面  $G$ 。



图 4-35 单一要素的体外作用尺寸

1—实际被测轴；2—最小理想孔；3—实际被测孔；4—最大理想轴；  
 $d_e$ —轴的实际尺寸； $D_e$ —孔的实际尺寸

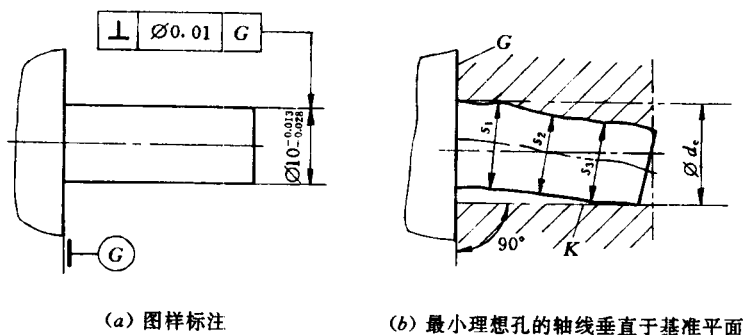


图 4-36 关联要素轴的体外作用尺寸

$s_1, s_2, s_3$ —轴的实际尺寸

对于按同一图样加工后的一批轴或孔来说,各个实际轴或孔的体外作用尺寸是不相同的或者是不全相同的。

轴或孔在加工后可能出现的情况称为状态。在轴或孔的尺寸公差范围内,有最大和最小实体状态等两种极限情况。考虑到轴或孔的中心要素(轴线、中心平面)的形状公差或位置公差,还有最大和最小实体实效状态等两种极限情况。

## 2. 最大实体状态和最大实体尺寸

最大实体状态 MMC 是指实际要素在给定长度上处处位于尺寸公差带内并具有实体最大(即材料量最多)的状态。实际要素在最大实体状态下的极限尺寸称为最大实体尺寸 MMS。外表面(轴)的最大实体尺寸  $d_M$  为其最大极限尺寸  $d_{max}$ ,内表面(孔)的最大实体尺寸  $D_M$  为其最小极限尺寸  $D_{min}$ 。

## 3. 最小实体状态和最小实体尺寸

最小实体状态 LMC 是指实际要素在给定长度上处处位于尺寸公差带内并具有实体最小(即材料量最少)的状态。实际要素在最小实体状态下的极限尺寸称为最小实体尺寸 LMS。外表面(轴)的最小实体尺寸  $d_L$  为其最小极限尺寸  $d_{min}$ ,内表面(孔)的最小实体尺寸  $D_L$  为其最大极限尺寸  $D_{max}$ 。

## 4. 最大实体实效状态和最大实体实效尺寸

最大实体实效状态 MMVC 是指实际要素在给定长度上处于最大实体状态(具有最大实体尺寸),且其对应中心要素的形状误差或位置误差等于图样上标注的形位公差时的综合

极限状态(图样上该形位公差的数值后面标注了符号 $\textcircled{M}$ ,如图 4-2 和图 4-3 所示)。此综合极限状态下的体外作用尺寸称为最大实体实效尺寸 MMVS。外表面(轴)和内表面(孔)的最大实体实效尺寸分别用符号  $d_{MV}$  和  $D_{MV}$  表示。

单一要素的最大实体实效尺寸是最大实体尺寸与标注了 $\textcircled{M}$ 的形状公差的综合结果,按下列公式计算:

$$d_{MV} = \text{轴的最大极限尺寸 } d_{\max} + \text{带 } \textcircled{M} \text{ 的形状公差值 } t \quad (4-1)$$

$$D_{MV} = \text{孔的最小极限尺寸 } D_{\min} - \text{带 } \textcircled{M} \text{ 的形状公差值 } t \quad (4-2)$$

关联要素的最大实体实效尺寸是最大实体尺寸与标注了 $\textcircled{M}$ 的位置公差的综合结果,按下式计算:

$$d_{MV} = \text{轴的最大极限尺寸 } d_{\max} + \text{带 } \textcircled{M} \text{ 的位置公差值 } t \quad (4-3)$$

$$D_{MV} = \text{孔的最小极限尺寸 } D_{\min} - \text{带 } \textcircled{M} \text{ 的位置公差值 } t \quad (4-4)$$

## 5. 边界

设计时,为了控制被测要素的实际尺寸和形位误差的综合结果,需要对该综合结果规定允许的极限。这极限用边界的形式表示。边界是由设计给定的具有理想形状的极限包容面(极限圆柱或两平行平面)。单一要素的边界没有方向或位置的约束,而关联要素的边界则与基准保持图样上给定的几何关系。对于外表面(轴)来说,它的边界相当于一个具有理想形状的内表面(孔);对于内表面(孔)来说,它的边界相当于一个具有理想形状的外表面(轴)。该极限包容面的直径或宽度称为边界尺寸。

根据设计要求,可以给出不同的边界。当要求某要素遵守特定的边界时,该要素的实际轮廓不得超出这特定的边界。

## 二、独立原则

### 1. 独立原则的含义和在图样上的标注方法

独立原则是指图样上对某要素注出或未注的尺寸公差与形位公差各自独立,彼此无关,分别满足各自要求的公差原则。

采用独立原则时,应在图样上标注文字说明:“公差原则按 GB/T 4249”。此时,图样上凡是要素的尺寸公差和形位公差没有用特定的关系符号或文字说明它们有联系时,就表示它们遵守独立原则。由于图样上所有的公差中的绝大多数遵守独立原则,故独立原则是尺寸公差与形位公差相互关系遵循的基本原则。

### 2. 采用独立原则时尺寸公差和形位公差的职能

#### (1) 尺寸公差的职能

尺寸公差仅控制被测要素的实际尺寸的变动量(把实际尺寸控制在给定的极限尺寸范围内),不控制该要素本身的形状误差(如圆柱要素的圆度和轴线直线度误差,平行平面要素的平面度误差)。

#### (2) 形位公差的职能

形位公差控制实际被测要素对其理想形状、方向或位置的变动量,而与该要素的实际尺寸无关。因此,不论要素的实际尺寸的大小如何,该要素的实际轮廓应不超出给定的形位公差带的区域,形位误差值不得大于图样上标注的形位公差值。

图 4-37 为按独立原则注出尺寸公差和圆度公差、直线度公差的示例。零件加工后的

实际尺寸应在 29.979~30mm 范围内,任一横截面的圆度误差不得大于 0.005mm,素线直线度误差不得大于 0.01mm。圆度和直线度误差的允许值与零件实际尺寸的大小无关,并且实际尺寸和圆度误差、素线直线度误差皆合格,该零件才合格。若其中只要有一项不合格,则该零件就不合格。

被测要素采用独立原则时,其实际尺寸用两点法测量,其形位误差使用普通计量器具来测量。

### 3. 独立原则的主要应用范围

(1) 对于尺寸公差与形位公差需要分别满足要求,两者不发生联系的要素,不论两者数值的大小,均采用独立原则。

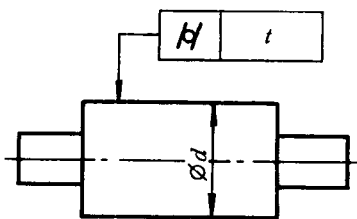


图 4-38 印刷机滚筒

例如,印刷机滚筒(见图 4-38)精度的重要要求是控制其圆柱度误差,以保证印刷时它与纸面接触均匀,使印刷的图文清晰,而滚筒尺寸(直径) $d$ 的变动量对印刷质量则无甚影响,即该滚筒的形状精度要求高,而尺寸精度要求不高。在这种情况下,应该采用独立原则,规定严格的圆柱度公差  $t$  和较大的尺寸公差,以获得最佳的技术经济效益。如果通过严格控制滚筒的尺寸  $d$  的变动量来保证圆柱度要求,就需要规定严格的尺寸公差(把圆柱度误差控制在尺寸公差范围内),因而增加尺寸加工的难度,仍需要使用高精度机床,以保证被加工零件形状精度的要求,这显然是不经济的。

再如零件上的通油孔(见图 4-39),它不与其他零件配合,只要能控制孔的尺寸大小,就能保证规定的油流量,而孔的轴线弯曲并不影响油的流量。因此,按独立原则规定孔的尺寸公差较严而轴线直线度公差较大是经济而合理的。

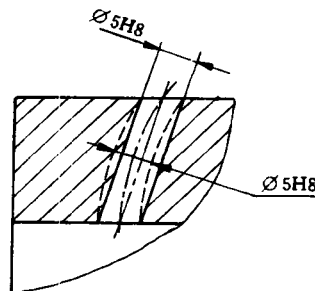


图 4-39 通油孔

(2) 对于除配合要求外,还有极高形位精度要求的要素,其尺寸公差与形位公差的关系应采用独立原则。

例如汽车空气压缩机连杆的小头孔(见图 4-40),它与活塞销配合,功能上要求该孔圆柱度误差不大于 0.003mm。若用尺寸公差控制只允许这样小的形状误差,将引起尺寸加工极为困难。考虑到汽车的产量颇大,可以对该孔规定适当大小的尺寸公差  $\phi 12.5^{+0.008}_{-0.007}$ mm 和严格的圆柱度公差 0.003mm,采用尺寸分组装配来满足配合要求和功能要求。这样,该孔的尺寸公

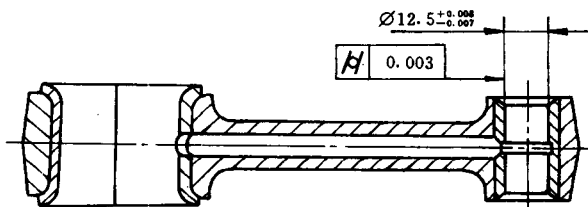


图 4-40 连杆



差和圆柱度公差按独立原则给出,就经济而合理了。

(3) 对于未注尺寸公差的要素,由于它们仅有装配方便、减轻重量等要求,而没有配合性质等特殊要求,因此它们的尺寸公差与形位公差的关系应采用独立原则,不需要它们的尺寸公差与形位公差相互有关。通常,这样的形位公差是不标注的(即采用本章§5所述的未注形位公差)。

独立原则可以应用于各种功能要求,但公差值是固定不变的。对于允许形位公差与尺寸公差相关的要素,采用独立原则就不经济。这种要素的尺寸公差与形位公差的关系可以根据具体情况采用不同的相关要求。

### 三、包容要求

#### 1. 包容要求的含义和图样上的标注方法

包容要求适用于单一要素(如圆柱面、两平行平面),是指设计时应用边界尺寸为最大实体尺寸的边界(称为最大实体边界 MMB),来控制被测要素的实际尺寸和形状误差的综合结果,要求该要素的实际轮廓不得超出这边界(即体外作用尺寸应不超出最大实体尺寸),并且实际尺寸不得超出最小实体尺寸。

图 4-41 为轴和孔的最大实体边界示例。要求轴或孔遵守包容要求时,其实际轮廓  $S$  应控制在最大实体边界 MMB 范围内,且其实际尺寸  $d_a$  或  $D_a$  应不超出最小实体尺寸。



图 4-41 最大实体边界示例

$d_M$ 、 $D_M$ —轴、孔最大实体尺寸; MMB—最大实体边界;  $S$ —被测要素的实际轮廓;  $d_a$ 、 $D_a$ —轴、孔实际尺寸

按包容要求给出公差时,需要在尺寸的上、下偏差后面或尺寸公差带代号后面标注符号  $\textcircled{E}$ ,如  $\varnothing 40_{+0.018}^{+0.002}\textcircled{E}$ 、 $\varnothing 100\text{H7}\textcircled{E}$ 、 $\varnothing 40\text{k6}\textcircled{E}$ 、 $\varnothing 100\text{H7}(\textcircled{+0.035})\textcircled{E}$ 。

图样上对轴或孔标注了  $\textcircled{E}$ ,就应满足下列要求:

对于轴

$$d_{fe} \leq d_{\max} \quad \text{且} \quad d_a \geq d_{\min}$$

对于孔

$$D_{fe} \geq D_{\min} \quad \text{且} \quad D_a \leq D_{\max}$$

式中

$d_{fe}$ 、 $D_{fe}$ ——轴、孔体外作用尺寸;

$d_a$ 、 $D_a$ ——轴、孔的实际尺寸;

$d_{\max}$ 、 $d_{\min}$ 和  $D_{\max}$ 、 $D_{\min}$ ——轴和孔的最大、最小极限尺寸。

#### 2. 按包容要求标注的图样解释

单一要素采用包容要求时,在最大实体边界范围内,该要素的实际尺寸和形状误差相互依赖,所允许的形位误差值完全取决于实际尺寸的大小。因此,若轴或孔的实际尺寸处处皆

为最大实体尺寸,则其形状误差必须为零,才能合格。

例如图 4-42a 的图样标注表示,单一要素轴的实际轮廓不得超出边界尺寸为 $\varnothing 20\text{mm}$ 的最大实体边界,即轴的体外作用尺寸应不大于 20mm 的最大实体尺寸(轴的最大极限尺寸)。轴的实际尺寸应不小于 19.979mm 的最小实体尺寸(轴的最小极限尺寸)。由于轴受到最大实体边界 MMB 的限制,当轴处于最大实体状态时,不允许存在形状误差(见图 4-42b);当轴处于最小实体状态时,其轴线直线度误差允许值可达到 0.021(见图 4-42c,设轴横截面形状正确)。图 4-42d 给出了表达上述关系的动态公差图,该图表示轴线直线度误差允许值  $t$  随轴实际尺寸  $d_a$  变化的规律。

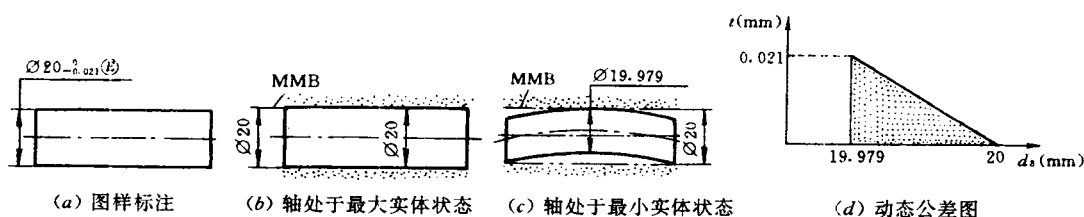


图 4-42 包容要求的解释

单一要素采用包容要求时,它应该用光滑极限量规检验。该量规的通规模拟最大实体边界,用来检验要素的实际轮廓是否在最大实体边界范围内;止规则体现两点法测量,用来判断要素的实际尺寸是否超出最小实体尺寸。

### 3. 包容要求的主要应用范围

包容要求常用于保证孔、轴的配合性质,特别是配合公差较小的精密配合要求,用最大实体边界保证所需要的最小间隙或最大过盈。

例如, $\varnothing 20\text{H}7(+0.021)^{\text{H}}$ 孔与 $\varnothing 20\text{h}6(-0.013)^{\text{h}}$ 轴的间隙定位配合中,所需要最小间隙为零的间隙配合性质是通过孔和轴各自遵守最大实体边界来保证的,不会因为孔和轴的形状误差而产生过盈。而图 4-34 所示采用独立原则的 $\varnothing 20\text{H}7$ 孔和 $\varnothing 20\text{h}6$ 轴的装配却可能产生过盈。

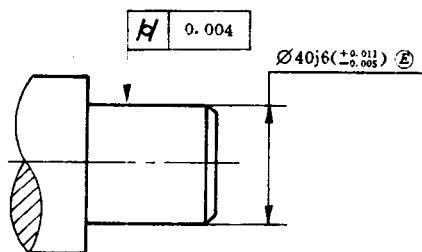


图 4-43 单一要素采用包容要求并对形状精度提出更高要求的示例

采用包容要求时,基孔制配合中轴的上偏差数值即为最小间隙或最大过盈;基轴制配合中孔的下偏差数值即为最小间隙或最大过盈。应当指出,对于最大过盈要求不严而最小过盈必须保证的配合,其孔和轴不必采用包容要求,因为最小过盈的大小取决于孔和轴的实际尺寸,是由孔和轴的最小实体尺寸控制的,而不是由它们的最大实体边界控制的。

按包容要求给出单一要素的尺寸公差后,若对该要素的形状精度有更高的要求,还可以进一步给出形状公差值,这形状公差值必须小于给出的尺寸公差值,如图 4-43 所示的与滚动轴承内圈配合的轴颈的形状精度要求。

## 四、最大实体要求

最大实体要求适用于中心要素,是指设计时应用边界尺寸为最大实体实效尺寸的边界(称为最大实体实效边界 MMVB),来控制被测要素的实际尺寸和形位误差的综合结果,要

求该要素的实际轮廓不得超出这边界的一种公差要求。

图 4-44 为轴和孔的最大实体实效边界示例。关联要素的最大实体实效边界应与基准保持图样上给定的几何关系,图 4-44b 所示关联要素的最大实体实效边界垂直于基准平面 A。

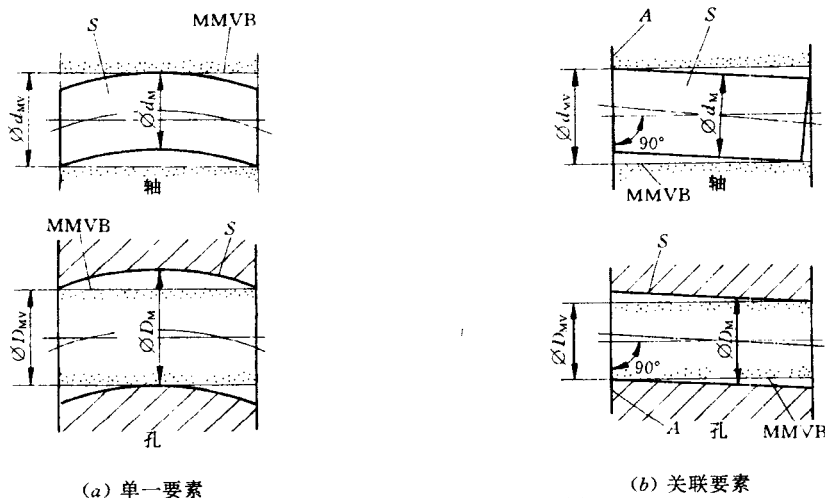


图 4-44 最大实体实效边界示例

S—轴或孔的实际轮廓; MMVB—最大实体实效边界;

$d_M$ 、 $D_M$  和  $d_{MV}$ 、 $D_{MV}$ —轴、孔最大实体尺寸和最大实体实效尺寸

当要求轴线、中心平面等中心要素的形位公差与其对应的轮廓要素(圆柱面、两平行平面等)的尺寸公差相关时,可以采用最大实体要求。

#### 1. 最大实体要求应用于被测要素

##### (1) 最大实体要求应用于被测要素的含义和在图样上的标注方法

最大实体要求应用于被测要素时,应在被测要素形位公差框格中的公差值后面标注符号  $\textcircled{M}$ ,如图 4-2 和图 4-3 所示。它包含以下三项内容。

① 图样上标注的形位公差值是被测要素处于最大实体状态时给出的公差值,并且给出控制该要素实际尺寸和形位误差的综合结果(实际轮廓)的最大实体实效边界。

② 被测要素的实际轮廓在给定长度上不得超出最大实体实效边界(即其体外作用尺寸应不超出最大实体实效尺寸),且其实际尺寸不得超出极限尺寸。这可用下式表示:

对于轴

$$d_{fe} \leq d_{MV} \quad \text{且} \quad d_{max} \geq d_s \geq d_{min}$$

对于孔

$$D_{fe} \geq D_{MV} \quad \text{且} \quad D_{max} \geq D_s \geq D_{min}$$

式中

$d_{fe}$  和  $D_{fe}$ ——轴和孔的体外作用尺寸;

$d_s$  和  $D_s$ ——轴和孔的实际尺寸;

$d_{MV}$  和  $D_{MV}$ ——轴和孔的最大实体实效尺寸;

$d_{max}$ 、 $d_{min}$  和  $D_{max}$ 、 $D_{min}$ ——轴和孔的最大、最小极限尺寸。

③ 当被测要素的实际轮廓偏离其最大实体状态时,即其实际尺寸偏离最大实体尺寸时( $d_s < d_{max}$  时,  $D_s > D_{min}$  时),在被测要素的实际轮廓不超出最大实体实效边界的条件下,允许形位误差值大于图样上标注的形位公差值,即此时的形位公差值可以增大(允许用被测要素

的尺寸公差补偿其形位公差)。

## (2) 被测要素按最大实体要求标注的图样解释

图 4-45 为最大实体要求应用于单一要素的示例。图 4-45a 的图样标注表示  $\varnothing 20_{-0.021}^0$  mm 轴的轴线直线度公差与尺寸公差的关系采用最大实体要求。当轴处于最大实体状态时,其轴线直线度公差值为 0.01mm。实际尺寸应在 19.979~20mm 范围内。按式(4-1)计算,轴的最大实体实效尺寸为

$$d_{MV} = d_{\max} + \text{带} \textcircled{M} \text{的轴线直线度公差} = 20 + 0.01 = 20.01\text{mm}$$

在遵守最大实体实效边界 MMVB 的条件下,当轴处于最大实体状态即轴的实际尺寸处处皆为最大实体尺寸 20mm 时,轴线直线度误差允许值为 0.01mm(见图 4-45b);轴处于最小实体状态即轴的实际尺寸处处皆为最小实体尺寸 19.979mm 时,轴线直线度误差允许值可以增大到 0.031mm(见图 4-45c,设轴横截面形状正确),它等于图样上标注的轴线直线度公差值 0.01mm 与轴尺寸公差值 0.021mm 之和。图 4-45d 给出了轴线直线度误差允许值  $t$  随轴实际尺寸  $d_s$  变化的规律的动态公差图。

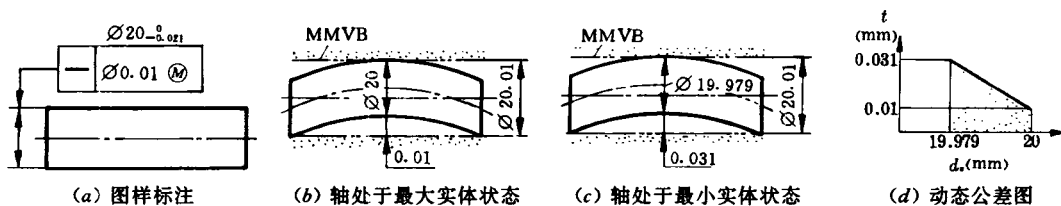


图 4-45 最大实体要求应用于单一要素的示例及其解释

图 4-46 为最大实体要求应用于关联要素的示例。图 4-46a 的图样标注表示  $\varnothing 50_{+0.13}^0$  mm 孔的轴线对基准平面 A 的垂直度公差与尺寸公差的关系采用最大实体要求,当孔处于最大实体状态时,其轴线垂直度公差值为 0.08mm,实际尺寸应在 50~50.13mm 范围内。按式(4-4)计算,孔的最大实体实效尺寸为

$$D_{MV} = D_{\min} - \text{带} \textcircled{M} \text{的轴线垂直度公差值} = 50 - 0.08 = 49.92\text{mm}$$

在遵守最大实体实效边界 MMVB 的条件下,当孔的实际尺寸处处皆为最大实体尺寸 50mm 时,轴线垂直度误差允许值为 0.08mm(见图 4-46b);当孔的实际尺寸处处皆为最小实体尺寸 50.13mm 时,轴线垂直度误差允许值可以增大到 0.21mm(见图 4-46c),它等于图样上标注的轴线垂直度公差值 0.08mm 与孔尺寸公差值 0.13mm 之和。图 4-46d 给出了轴

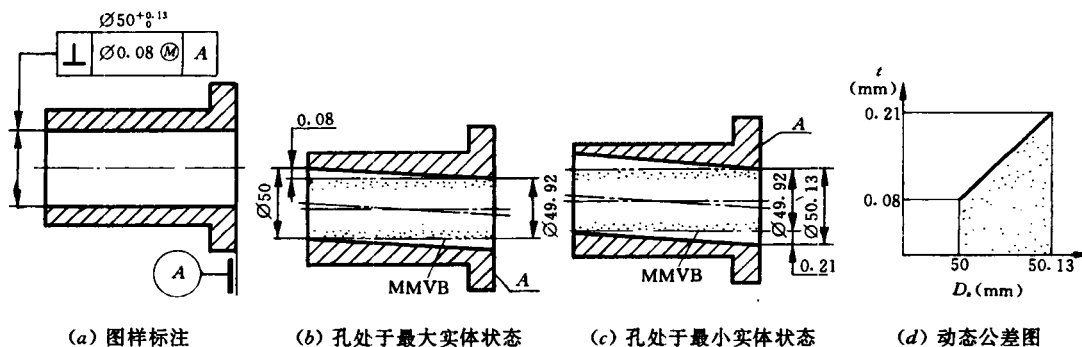


图 4-46 最大实体要求应用于关联要素的示例及其解释

线垂直度误差允许值  $t$  随孔实际尺寸  $D_a$  变化的规律的动态公差图。

图 4-47 为关联要素采用最大实体要求并限制最大位置误差值的示例。图 4-47a 的图样标注表示,上公差框格按最大实体要求标注孔的轴线垂直度公差值  $0.08\text{mm}$ ;下公差框格规定孔的轴线垂直度误差允许值应不大于  $0.12\text{mm}$ 。因此,无论孔的实际尺寸偏离其最大实体尺寸到什么程度,即使孔处于最小实体状态,其轴线垂直度误差值也不得大于  $0.12\text{mm}$ 。图 4-47b 给出了轴线垂直度误差允许值  $t$  随孔实际尺寸  $D_a$  变化的规律的动态公差图。

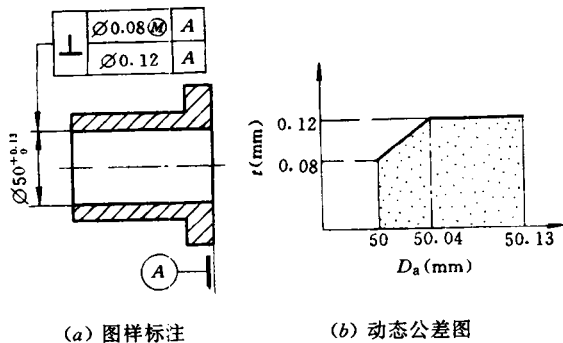


图 4-47 采用最大实体要求并限制最大位置误差值的示例

### (3) 最大实体要求的零形位公差

最大实体要求应用于关联要素而给出的最大实体状态下的位置公差值为零,则位置公差框格第二格中的位置公差值用“0  $\text{M}$ ”的形式注出(如图 4-48 所示),称为最大实体要求的零形位公差。在这种情况下,被测要素的最大实体实效边界就是最大实体边界,其最大实体实效尺寸等于最大实体尺寸。

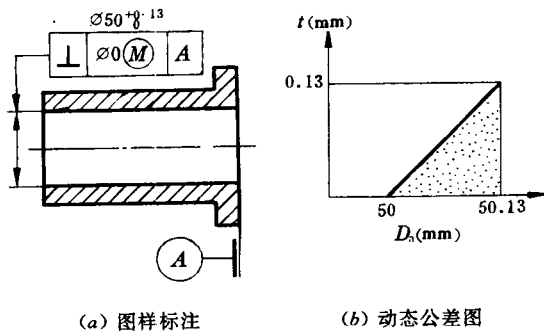


图 4-48 最大实体要求的零形位公差标注示例及其解释

图 4-48a 的图样标注表示:关联要素孔的实际轮廓不得超出边界尺寸为  $\varnothing 50\text{mm}$  的最大实体尺寸(孔最小极限尺寸)的边界;孔的实际尺寸应不大于  $50.13\text{mm}$  的最小实体尺寸(孔的最大极限尺寸)。由于孔受到最大实体边界的限制,当孔处于最大实体状态时,轴线垂直度误差允许值为零;如果孔实际尺寸大于  $50\text{mm}$  的最大实体尺寸,则允许轴线垂直度误差存在;当孔处于最小实体状态时,轴线垂直度误差允许值可达  $0.13\text{mm}$ 。图 4-48b 给出了表达上述关系的动态公差图,该图表示垂直度误差允许值  $t$  随孔实际尺寸  $D_a$  变化的规律。

### 2. 最大实体要求应用于基准要素

基准要素是确定被测要素方位的参考对象的基础。基准要素尺寸公差与被测要素位置公差的关系可以是彼此无关而独立的,或者是相关的。基准要素本身可以采用独立原则、包

容要求、最大实体要求或其他相关要求。

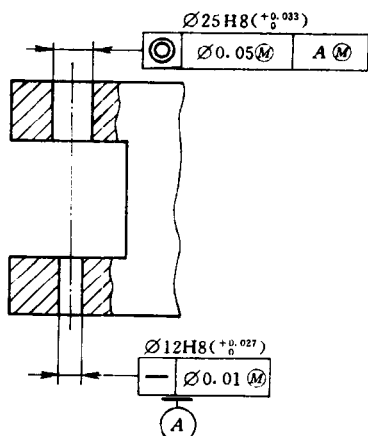


图 4-49 基准 A 的边界为最大实体实效边界的示例

最大实体要求应用于基准要素是指基准要素尺寸公差与被测要素位置公差的关系采用最大实体要求。这时必须在被测要素位置公差框格中的基准字母后面标注符号  $\textcircled{M}$  (如图 4-3 和图 4-49 所示), 以表示被测要素的位置公差与基准要素的尺寸公差相关。

最大实体要求应用于基准要素的含义如下:

(1) 基准要素应遵守相应的边界

当基准要素本身采用最大实体要求时, 基准要素应遵守的边界为最大实体实效边界。这时, 基准符号应标注在形成该最大实体实效边界的形位公差框格的下方, 如图 4-49 所示。

当基准要素本身不采用最大实体要求时, 基准要素应遵守的边界为最大实体边界。基准要素本身采用独立原则时的标注示例见图 4-50, 基准要素本身采用包容要求时的标注示例见图 4-3。在这两种情况下, 基准要素应遵守的边界为最大实体边界。

(2) 在一定的条件下, 允许基准要素尺寸公差补偿被测要素位置公差

当基准要素的实际轮廓处于基准要素遵守的边界上时, 实际基准要素的体外作用尺寸就等于基准要素遵守的边界的尺寸。

在基准要素遵守的边界的范围内, 当实际基准要素的体外作用尺寸偏离这边界的尺寸时 (对于实际基准外要素, 前者小于后者时; 对于实际基准内要素, 前者大于后者时), 允许该实际基准要素在这边界范围内浮动, 浮动的范围等于体外作用尺寸与边界尺寸两者的差值。当实际基准要素的体外作用尺寸等于其最小实体尺寸时, 浮动范围可达到其尺寸公差值。这种浮动就允许被测要素相对于基准的位置公差值增大, 即允许基准要素的尺寸公差补偿被测要素的位置公差, 但基准要素和被测要素的实际轮廓都不得超出各自应遵守的边界, 并且基准要素的实际尺寸应在其极限尺寸范围内。

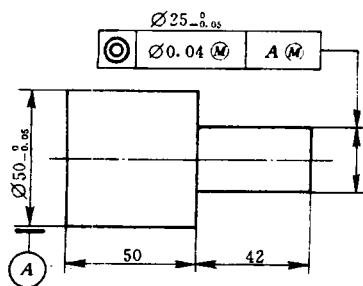


图 4-50 基准 A 的边界为最大实体边界的示例

### 3. 可逆要求用于最大实体要求

可逆要求是指在不影响零件功能的前提下, 当被测轴线、中心平面等被测中心要素的形位误差值小于图样上标注的形位公差值时, 允许对应被测轮廓要素的尺寸公差值大于图样上标注的尺寸公差值。

(1) 可逆要求用于最大实体要求的含义和在图样上的标注方法

可逆要求用于最大实体要求时, 应在被测要素形位公差框格中的公差值后面标注双重符号  $\textcircled{M} \textcircled{R}$  (如图 4-51a 所示)。这表示在被测要素的实际轮廓不超出其最大实体实效边界的条件下, 允许被测要素的尺寸公差补偿其形位公差, 同时也允许被测要素的形位公差补偿其尺寸公差; 当被测要素的形位误差值小于图样上标注的形位公差值或等于零时, 允许被测要素的实际尺寸超出其最大实体尺寸, 甚至可以等于其最大实体实效尺寸。这可用下列公式

表示:

对于外表面(轴)

$$d_{fe} \leq d_{MV} \quad \text{且} \quad d_{MV} \geq d_a \geq d_{\min}$$

对于内表面(孔)

$$D_{fe} \geq D_{MV} \quad \text{且} \quad D_{\max} \geq D_a \geq D_{MV}$$

式中  $d_{fe}$ 、 $d_a$  和  $D_{fe}$ 、 $D_a$ ——轴和孔的体外作用尺寸、实际尺寸;

$d_{MV}$  和  $D_{MV}$ ——轴和孔的最大实体实效尺寸;

$d_{\min}$  和  $D_{\max}$ ——轴最小极限尺寸和孔最大极限尺寸即它们的最小实体尺寸。

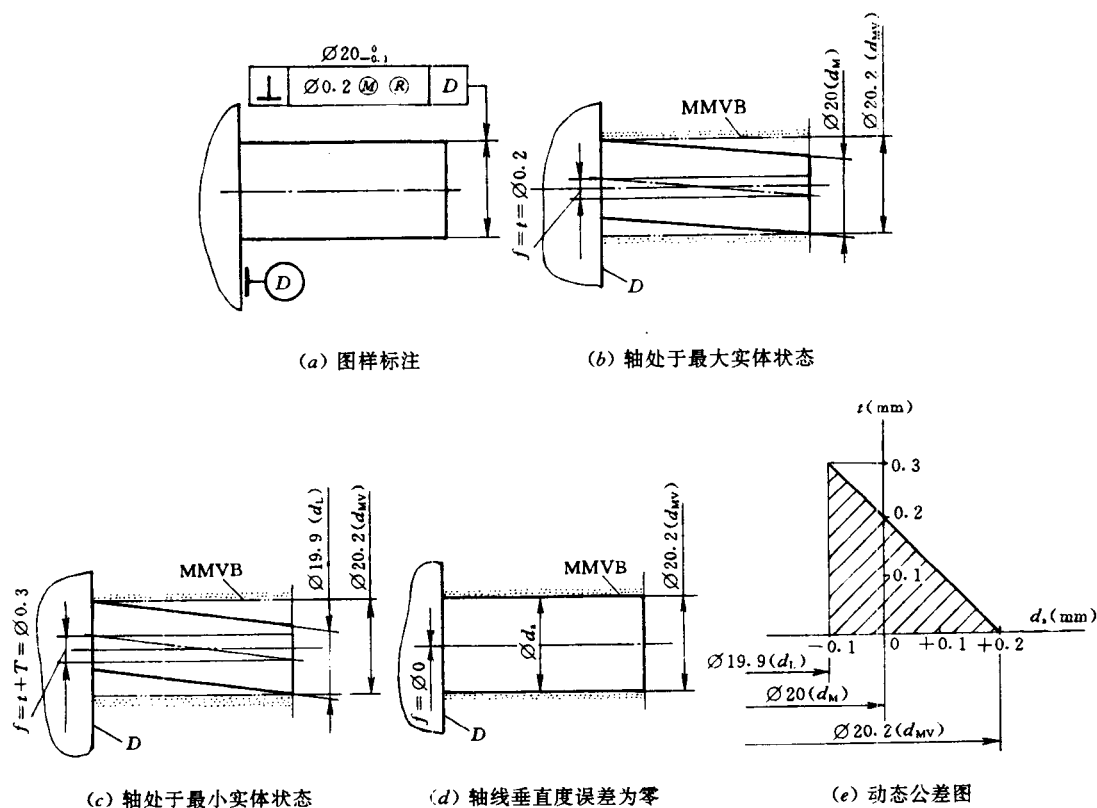


图 4-51 可逆要求用于最大实体要求的示例

## (2) 被测要素按可逆要求用于最大实体要求标注的图样解释

图 4-51 为可逆要求用于最大实体要求的示例。图 4-51a 的图样标注表示  $\varnothing 20_{-0.1}^0 \text{ mm}$  轴的轴线垂直度公差与尺寸公差二者可以相互补偿。该轴应遵守边界尺寸为  $\varnothing 20.2 \text{ mm}$  (轴最大实体实效尺寸  $d_{MV}$ ) 的最大实体实效边界 MMVB。在遵守该边界的条件下, 轴的实际尺寸  $d_a$  在其最大与最小极限尺寸  $20 \sim 19.9 \text{ mm}$  范围内变动时, 其轴线垂直度误差允许值  $t$  应在  $0.2 \sim 0.3 \text{ mm}$  之间 (见图 4-51b 和 c)。如果轴的轴线垂直度误差值  $f$  小于  $0.2 \text{ mm}$  甚至为零, 则该轴的实际尺寸  $d_a$  允许大于  $20 \text{ mm}$ , 并可达到  $20.2 \text{ mm}$  (见图 4-51d), 即允许轴线垂直度公差补偿其尺寸公差。图 4-51e 给出了表达上述关系的动态公差图。

最大实体要求应用于被测要素时, 被测要素的实际轮廓是否超出最大实体实效边界, 应

该使用位置量规(功能量规)的测量部分(模拟该最大实体实效边界)来检验;其实际尺寸是否超出极限尺寸,用两点法测量。最大实体要求应用于被测要素对应的基准要素时,可使用同一位置量规的定位部分(模拟基准要素应遵守的边界),来检验基准要素的实际轮廓是否超出这边界。

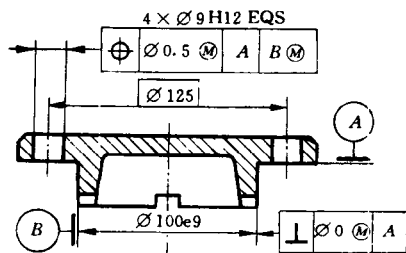


图 4-52 最大实体要求应用示例

#### 4. 最大实体要求的主要应用范围

只要求装配互换的要素,通常采用最大实体要求。

例如,用螺栓或螺钉连接的圆盘零件上圆周布置的通孔的位置度公差广泛采用最大实体要求,以便充分利用图样上给出的通孔尺寸公差,获得最佳的技术经济效益。图 4-52 为减速器的端盖(参看第一章图 1-1 中的零件 2 和第三章图 3-19),用四个螺钉把它紧固在箱体上,端盖上圆周布置的四个通孔的位置只要求满足装配互换,因此  $4 \times \varnothing 9H12$  通孔的位置度公差按最大实体要求给出( $\varnothing 0.5 \text{ M}$ )。此外,

$\varnothing 100e9$  圆柱面(第二基准 B)用于端盖在箱体轴承孔中定位,在保证端盖的基准端面(第一基准 A)与箱体轴承孔端面贴合的前提下, $\varnothing 100e9$  圆柱面的轴线应垂直于基准端面 A。为了保证基准轴线 B 相对于基准端面 A 的垂直度要求,还要充分利用  $\varnothing 100e9$  圆柱面的尺寸公差,因此垂直度公差按关联要素给出最大实体要求的零形位公差( $\varnothing 0 \text{ M}$ ),且被测要素即四个通孔  $4 \times \varnothing 9H12$  的位置度公差与第二基准即  $\varnothing 100e9$  圆柱面的尺寸公差的关系应该采用最大实体要求(在四个通孔位置度公差框格中标注 B M)。

参看图 4-53a,立式电动机的凸缘与机座孔的间隙定位配合采用  $\varnothing 180H8/h7$  配合,要求在电动机定位平面与机座定位平面贴合状态下保持指定的配合性质。如果上述轴和孔采用包容要求(不考虑定位平面,见图 4-53b),则当孔或(和)轴相对于定位平面有垂直度误差而拧紧螺栓使这两个定位平面贴合时,孔与轴之间就可能产生局部过盈,使装配发生困难。因此,上述孔和轴应按关联要素采用最大实体要求的零形位公差,标注垂直度公差“ $0 \text{ M}$ ”(见图 4-53c),从而保证指定的间隙定位配合和垂直度精度。

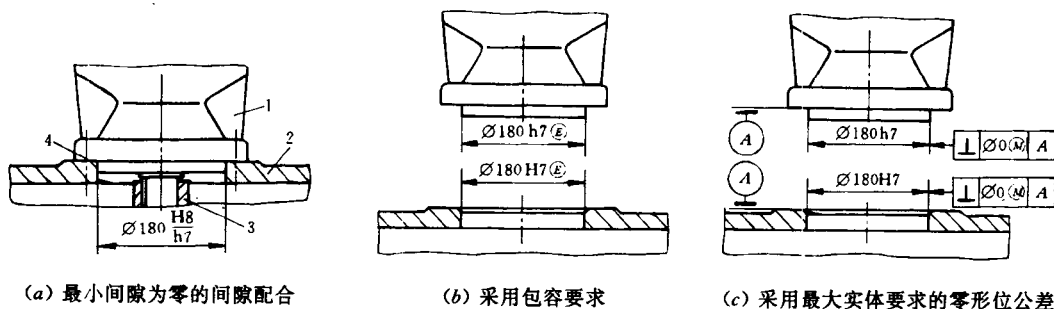


图 4-53 电动机凸缘与机座孔的配合

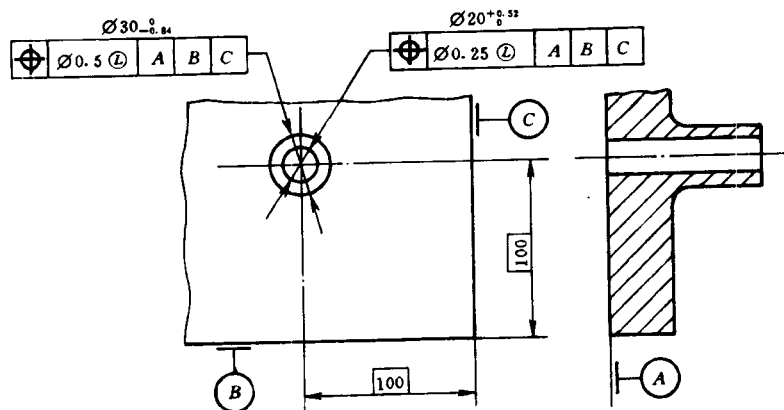
1—电动机; 2—机座; 3—联轴器; 4—定位平面

#### 五、最小实体要求

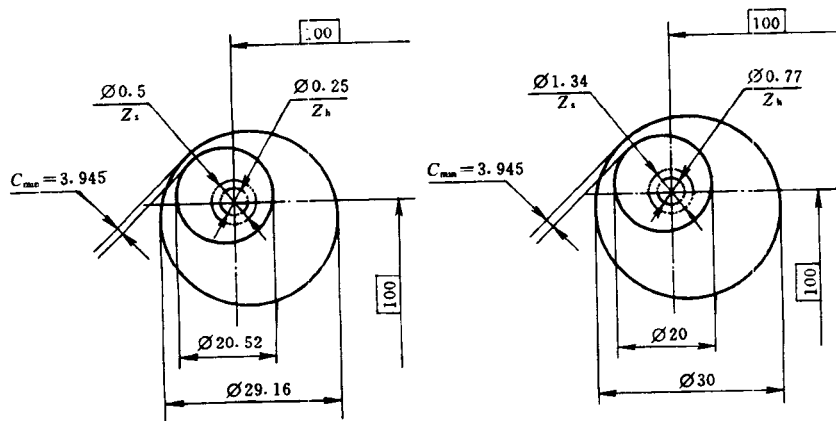
最小实体要求适用于中心要素。这种公差要求的提出,是基于在产品 and 零件设计中获取最佳技术经济效益的需要。



在产品和零件设计中,有时要涉及保证最小壁厚这样的功能要求。例如图 4-54 所示,在满足  $\varnothing 30_{-0.84}^0\text{mm}$  外圆柱面和  $\varnothing 20_{+0.52}^0\text{mm}$  内圆柱面特定位置的条件下,还要求它们之间的最小壁厚不得小于某个极限值。



(a) 图样标注



(b) 最小实体状态下的最小壁厚

(c) 最大实体状态下的最小壁厚

图 4-54 采用最小实体要求保证最小壁厚的示例

$Z_h$ 、 $Z_i$ —内、外圆柱面轴线的位置度公差带； $C_{\min}$ —最小壁厚

图 4-54 示例中的最不利状态是:如图 4-54b 所示,外圆柱面和内圆柱面的实际尺寸分别等于它们的最小实体尺寸 29.16mm 和 20.52mm,并且它们的实际轴线在各自的位置度公差带内朝彼此相反的方向,从各自的理想位置分别偏离 0.25mm 和 0.125mm 至极限位置。这时它们之间的最小壁厚  $C_{\min} = (29.16 - 0.5)/2 - (20.52 + 0.25)/2 = 3.945\text{mm}$  (最小极限值)。为了保证实际壁厚不小于最小极限值的功能要求,又能获得最佳的技术经济效益,设计时应在图样上规定(标注)最小实体状态下的位置度公差。

显然,当被测要素的实际尺寸偏离最小实体尺寸时(外圆柱面从最小极限尺寸向最大极限尺寸偏离,内圆柱面从最大极限尺寸向最小极限尺寸偏离),内、外圆柱面就不再处于最不利状态,即使它们的位置度误差大于图样上标注的位置度公差,只要它们的实际尺寸和位置度误差的综合结果不超出最不利状态,就仍然能够保证实际壁厚不小于最小极限值的要求。

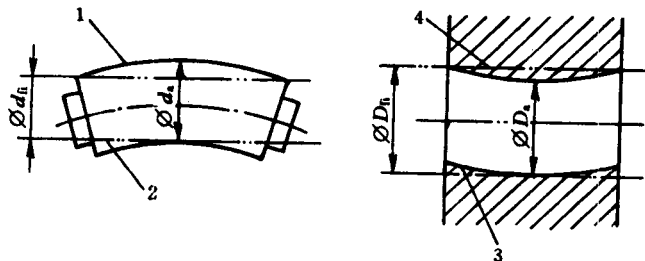
参看图 4-54c, 当外圆柱面和内圆柱面的实际尺寸分别等于它们的最大实体尺寸 30mm 和 20mm 时, 则它们的位置度公差值允许分别增大到  $\varnothing 1.34\text{mm}$  和  $\varnothing 0.77\text{mm}$  (图样上标注的位置度公差值与尺寸公差值之和), 即允许外圆柱面和内圆柱面的实际轴线朝彼此相反的方向分别相对于各自的理想位置偏离 0.67mm 和 0.385mm, 而最小壁厚  $C_{\min} = (30 - 1.34)/2 - (20 + 0.77)/2 = 3.945\text{mm}$ 。

因此, 对于上述功能要求, 为了获得最佳的技术经济效益, 应使被测要素的位置度公差与尺寸公差相关。在这种情况下, 不宜采用独立原则, 因其允许的位置度公差值是固定不变的, 不能充分利用尺寸公差带; 也不可能采用最大实体要求来保证被测要素所要求的位置度精度和最小壁厚; 而应采用下述的最小实体要求。

#### 1. 有关最小实体要求的术语及定义

##### (1) 体内作用尺寸

外表面(轴)的体内作用尺寸  $d_f$  是指在被测外表面的给定长度上, 与实际外表面体内相接的最大理想面的直径或宽度, 如图 4-55a 所示。内表面(孔)的体内作用尺寸  $D_f$  是指在被测内表面的给定长度上, 与实际内表面体内相接的最小理想面的直径或宽度, 如图 4-55b 所示。对于关联要素, 该理想面的轴线或中心平面必须与基准保持图样上给定的几何关系。



(a) 轴的体内作用尺寸

(b) 孔的体内作用尺寸

图 4-55 单一要素的体内作用尺寸

1—实际被测轴; 2—最大理想面; 3—实际被测孔; 4—最小理想面;  
 $d_a$ —轴的实际尺寸;  $D_a$ —孔的实际尺寸

对于按同一图样加工的一批轴或孔来说, 各个实际轴或实际孔的体内作用尺寸是不相同的或者是不全相同的。

##### (2) 最小实体实效状态和最小实体实效尺寸

最小实体实效状态 LMVC 是指实际要素在给定长度上处于最小实体状态(具有最小实体尺寸), 且对应中心要素的形状误差或位置误差等于图样上标注的形位公差时的综合极限状态(图样上该形位公差的数值后面标注了符号  $\textcircled{L}$ , 如图 4-54a 所示)。此综合极限状态下的体内作用尺寸称为最小实体实效尺寸 LMVS。外表面(轴)和内表面(孔)的最小实体实效尺寸分别用符号  $d_{LV}$  和  $D_{LV}$  表示。它们分别按下列公式计算:

$$d_{LV} = \text{轴最小极限尺寸 } d_{\min} - \text{带 } \textcircled{L} \text{ 的形状或位置公差值} \quad (4-5)$$

$$D_{LV} = \text{孔最大极限尺寸 } D_{\max} + \text{带 } \textcircled{L} \text{ 的形状或位置公差值} \quad (4-6)$$

##### (3) 最小实体边界和最小实体实效边界

最小实体边界 LMB 指边界尺寸为最小实体尺寸的边界。最小实体实效边界 LMVB 是指边界尺寸为最小实体实效尺寸的边界。按图 4-54a 所示位置度公差的图样标注, 外圆柱面

和内圆柱面的最小实体实效边界分别见图 4-56a 和 b。

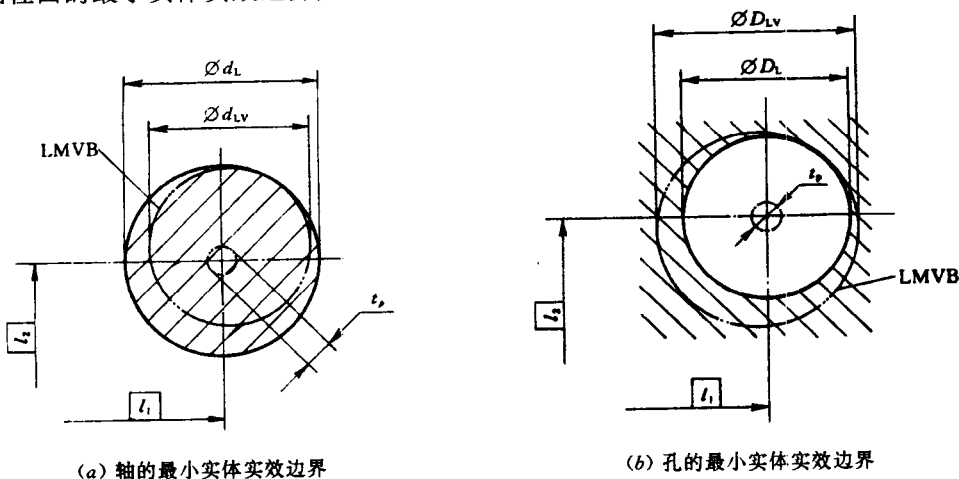


图 4-56 最小实体实效边界示例

$t_p$ —位置度公差;  $d_L$ 、 $d_{LV}$ 和  $D_L$ 、 $D_{LV}$ —轴和孔的最小实体尺寸、最小实体实效尺寸

## 2. 最小实体要求应用于被测要素

最小实体要求应用于被测要素时,应在被测要素形位公差框格中的公差值后面标注符号②,如图 4-54a 所示。它包含以下三项内容。

(1) 图样上标注的形位公差值是被测要素处于最小实体状态下给出的公差值,并且给出控制该要素实际轮廓的最小实体实效边界。

(2) 被测要素的实际轮廓在给定长度上不得超出最小实体实效边界,即其体内作用尺寸应不超出最小实体实效尺寸,且其实际尺寸不得超出极限尺寸。这可用下式表示:

对于外表面(轴)

$$d_{fi} \geq d_{LV} \quad \text{且} \quad d_{max} \geq d_a \geq d_{min}$$

对于内表面(孔)

$$D_{fi} \leq D_{LV} \quad \text{且} \quad D_{max} \geq D_a \geq D_{min}$$

式中  $d_{fi}$ 、 $d_a$ 和  $D_{fi}$ 、 $D_a$ ——轴和孔的体内作用尺寸、实际尺寸;  
 $d_{max}$ 、 $d_{min}$ 和  $D_{max}$ 、 $D_{min}$ ——轴和孔的最大、最小极限尺寸。

(3) 当被测要素的实际轮廓偏离其最小实体状态时,即其实际尺寸偏离最小实体尺寸时( $d_a > d_{min}$ 时,  $D_a < D_{max}$ 时),允许形位误差值大于图样上标注的形位公差值,即此时的形位公差值可以增大(允许用被测要素的尺寸公差补偿其形位公差)。

## 3. 最小实体要求的零形位公差

最小实体要求应用于被测要素而给出的最小实体状态下的形位公差值为零时,则被测要素形位公差框格第二格中的形位公差值用“0②”的形式注出(如图 4-57 所示),称为最小实体要求的零形位公差。在这种情况下,被测要素的最小实体实效边界就是最小实体边界,其最小实体实效尺寸等于最小实体尺寸。

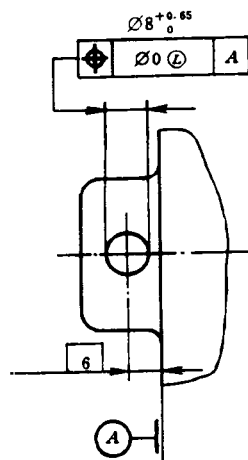


图 4-57 最小实体要求的零形位公差标注示例

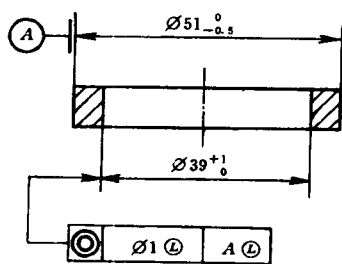


图 4-58 最小实体要求同时应用于被测要素和基准要素的示例(基准要素本身采用独立原则)

当基准要素本身不采用最小实体要求时,基准要素应遵守的边界为最小实体边界,标注示例见图 4-58(基准 A 的边界为最小实体边界)。

#### 4. 最小实体要求应用于基准标准

最小实体要求应用于基准标准要素,是指基准要素的尺寸公差与被测要素的位置公差的关系采用最小实体要求。这时必须在被测要素公差框格中的基准字母的后面标注符号 $\textcircled{L}$ (如图 4-58 所示),以表示被测要素的位置公差与基准要素的尺寸公差相关。

最小实体要求应用于基准要素的含义如下:

##### (1) 基准要素应遵守相应的边界

当基准要素本身采用最小实体要求时,基准要素应遵守的边界为最小实体实效边界。这时基准符号应标注在形成该最小实体实效边界的形位公差框格的下方,如图 4-59 所示。

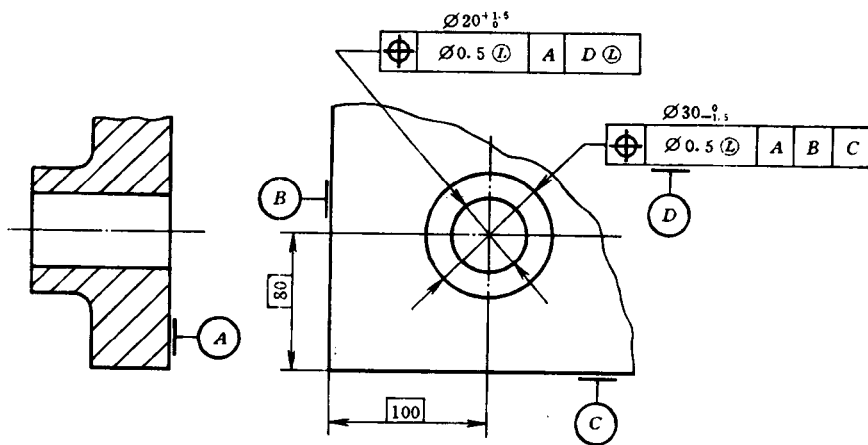


图 4-59 基准 D 的边界为最小实体实效边界

##### (2) 在一定条件下,允许基准要素尺寸公差补偿被测要素位置公差

当基准要素的实际轮廓处于基准要素遵守的边界上时,实际基准要素的体内作用尺寸就等于基准要素遵守的边界的尺寸。

在基准要素遵守的边界的范围内,当实际基准要素的体内作用尺寸偏离这边界的尺寸时(对于实际基准外要素,前者大于后者时;对于实际基准内要素,前者小于后者时),允许该实际基准要素在这边界的范围内浮动,浮动的范围等于体内作用尺寸与边界尺寸两者的差值。当实际基准要素的体内作用尺寸等于其最大实体尺寸时,浮动范围可达到其尺寸公差值。这种浮动就允许被测要素相对于基准的位置公差值增大,即允许基准要素的尺寸公差补偿被测要素的位置公差,但基准要素和被测要素的实际轮廓都不得超出各自应遵守的边界,并且基准要素的实际尺寸应在其极限尺寸范围内。

#### 5. 可逆要求用于最小实体要求

可逆要求用于最小实体要求时,应在被测要素形位公差框格中的公差值后面标注双重符号 $\textcircled{L}\textcircled{R}$ (如图 4-60 所示)。这表示在被测要素的实际轮廓不超出其最小实体实效边界的条件

下,允许被测要素的尺寸公差补偿其形位公差,同时也允许被测要素的形位公差补偿其尺寸公差,当被测要素的形位误差值小于图样上标注的形位公差值或等于零时,允许被测要素的实际尺寸超出其最小实际尺寸,甚至可以等于其最小实体实效尺寸。这可以用下列公式表示:

对于外表面(轴)

$$d_{fi} \geq d_{LV} \quad \text{且} \quad d_{max} \geq d_s \geq d_{LV}$$

对于内表面(孔)

$$D_{fi} \leq D_{LV} \quad \text{且} \quad D_{LV} \geq D_s \geq D_{min}$$

式中  $d_{fi}$ 、 $d_s$  和  $D_{fi}$ 、 $D_s$ ——轴和孔的体内作用尺寸、实际尺寸;

$d_{LV}$  和  $D_{LV}$ ——轴和孔的最小实体实效尺寸;

$d_{max}$  和  $D_{min}$ ——轴的最大极限尺寸和孔的最小极限尺寸,即它们的最大实体尺寸。

虽然最小实体要求属于相关要求,但是它没有类似能够体现最大实体要求那样的量规。因为最小实体实效边界是自最小实体状态朝着入体方向叠加形成的(而最大实体实效边界则是自最大实体状态朝着体外方向叠加形成的),所以设计不出随外表面实际尺寸增大或内表面实际尺寸减小而允许其形位误差相应增大的量规。对于采用最小实体要求的要素,其形位误差使用普通计量器具来测量,其实际尺寸则用两点法测量。

#### 6. 最小实体要求的应用范围

最小实体要求广泛应用于在获得最佳的技术经济效益的前提下,保证最小壁厚和控制表面至中心要素的最大距离等功能要求。

例如,参看图 4-61,零件上  $\varnothing 4^{+0.12}_0$  mm 小孔的位置度公差与尺寸公差的关系采用最小实体要求,该位置度公差用来控制小孔在零件上的位置和它的孔壁与  $\varnothing D_2$  孔两端面之间的壁厚不得小于 4.7 mm。

按照图样标注,小孔处于最小实体状态时,最小壁厚  $C_{min}$  等于  $\varnothing D_2$  孔两端面之间的最

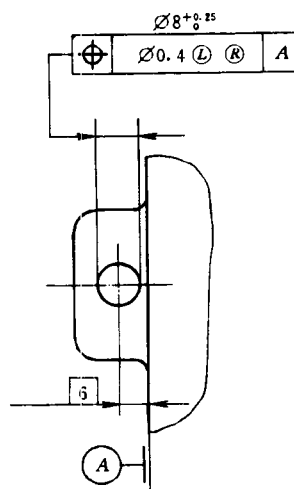


图 4-60 可逆要求用于最小实体要求的标注示例

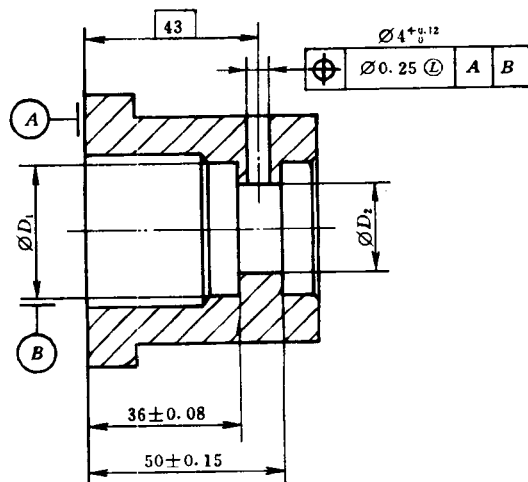


图 4-61 应用最小实体要求保证最小壁厚示例

小距离减去小孔的最小实体实效尺寸所得差值之半,该尺寸按式(4-6)计算,因此

$$C_{\min} = \{[(50 - 0.15) - (36 + 0.08)] - (4.12 + 0.25)\} / 2 = 4.7\text{mm}$$

当小孔的实际尺寸偏离 4.12mm 最小实体尺寸而减小到 4mm 最大实体尺寸时,小孔的位置度误差允许值可大于图样上标注的  $\varnothing 0.25\text{mm}$  位置度公差值,并可达到  $[0.25 + (4.12 - 4)] = \varnothing 0.37\text{mm}$ ,最小壁厚仍为

$$C_{\min} = [(49.85 - 36.08) - (4 + 0.37)] / 2 = 4.7\text{mm}$$

再如,参看图 4-62,转盘上 12 个径向凹槽有等分精度的要求,它们分别与相配零件上定位销的配合为间隙配合。当凹槽侧面与定位销接触时,间隙过大则会降低定位精度。转盘工作时凹槽的定位精度取决于凹槽的实际尺寸和位置度误差的综合结果。这就要求在用位置度公差保证凹槽准确定位的同时,凹槽侧面至凹槽理想中心平面位置的最大距离不得大于某个极限值(2mm)。为了保证这种功能要求,并获得最佳的技术经济效益,凹槽的位置度公差与尺寸公差的关系应采用最小实体要求,图样标注见图 4-62a。

按照图 4-62a 所示的图样标注,凹槽理想中心平面通过基准轴线 B 的位置为凹槽理想中心平面位置。凹槽处于最小实体状态且位于极限位置上时(图 4-62b),其侧面至理想中心平面位置的最大距离  $c$  等于其最小实体实效尺寸之半,由式(4-6)计算得

$$c = [(3.5 + 0.06) + 0.44] / 2 = 2\text{mm}$$

当凹槽的实际尺寸偏离 3.56mm 最小实体尺寸而减小到 3.44mm 最大实体尺寸时(图 4-62c),凹槽位置度误差值允许大于图样上标注的 0.44mm 位置度公差值,而可以达到  $0.44 + (3.56 - 3.44) = 0.56\text{mm}$ ,且凹槽位于极限位置上,其侧面至理想中心平面位置的最大距离仍为

$$c = (3.44 + 0.56) / 2 = 2\text{mm}$$

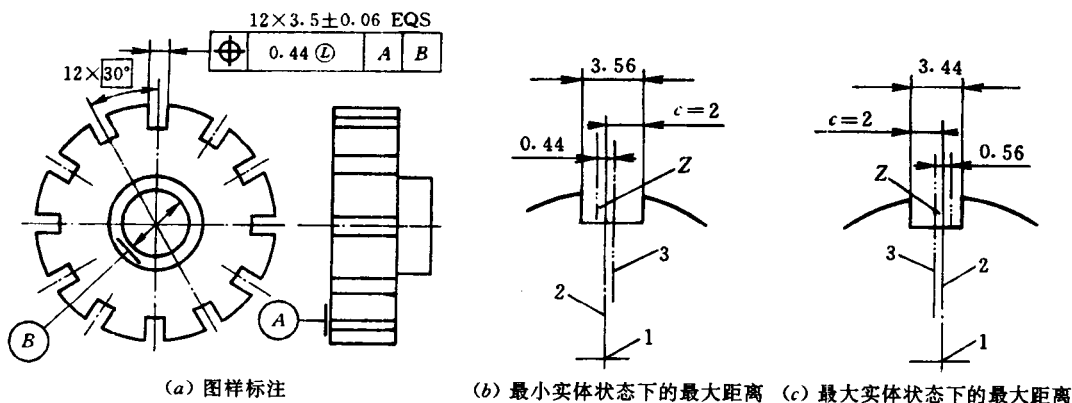


图 4-62 应用最小实体要求限制凹槽侧面至理想中心平面位置的最大距离

Z—凹槽位置度公差带; c—最大距离;

1—基准轴线 B; 2—凹槽的理想中心平面位置; 3—凹槽的实际中心平面

## § 5 形位公差的选择

绘制零件图并确定该零件的形位精度时,对于那些对形位精度有特殊要求的要素,应在图样上注出它们的形位公差。一般来说,零件上对形位精度有特殊要求的要素只占少数;而

零件上对形位精度没有特殊要求的要素则占大多数,它们的形位精度用一般加工工艺就能达到,因此在图样上不必单独注出它们的形位公差,以简化图样标注。

形位公差的选择包括下列内容:形位公差特征项目及基准要素的选择、公差原则的选择和形位公差值的选择。

### 一、形位公差特征项目及基准要素的选择

形位公差特征项目的选择主要从被测要素的几何特征、功能要求、测量的方便性和特征项目本身的特点等几方面来考虑。

例如,对圆柱面的形状精度,根据其几何特征,可以规定圆柱度公差或者圆度公差、素线直线度公差和相对素线间的平行度公差。对减速器转轴的两个轴颈的形位精度,由于在功能上它们是转轴在减速器箱体上的安装基准,因此要求它们同轴线,可以规定它们分别对它们的公共轴线的同轴度公差或径向圆跳动公差。考虑到测量径向圆跳动比较方便,而轴颈本身的形状精度颇高,通常都规定两个轴颈分别对它们的公共轴线的径向圆跳动公差。

在确定被测要素的位置公差的同时,必须确定基准要素。根据需要,可以采用单一基准、公共基准或三面基准体系。基准要素的选择主要根据零件在机器上的安装位置、作用、结构特点以及加工和检测要求来考虑。

基准要素通常应具有较高的形状精度,它的长度较大、面积较大、刚度较大。在功能上,基准要素应该是零件在机器上的安装基准或工作基准。

### 二、公差原则的选择

公差原则主要根据被测要素的功能要求、零件尺寸大小和检测方便来选择,并应考虑充分利用给出的尺寸公差带,还应考虑用被测要素的形位公差补偿其尺寸公差的可能性。

按独立原则给出的形位公差是固定的,不允许形位误差值超出图样上标注的形位公差值。而按相关要求给出的形位公差是可变的,在遵守给定边界的条件下,允许形位公差值增大。有时独立原则、包容要求和最大实体要求都能满足某种同一功能要求,但在选用它们时应注意到它们的经济性和合理性。独立原则、包容要求、最大实体要求的主要应用范围业已分别在本章§4第二、三、四节中叙述。

对于保证最小壁厚不小于某个极限值和表面至理想中心的最大距离不大于某个极限等功能要求,不可能应用最大实体要求来满足,也不适宜应用独立原则来满足,而应该选用最小实体要求来满足。

下面就单一要素孔、轴配合的几个方面来分析独立原则与包容要求的选择。

#### 1. 从尺寸公差带的利用分析

孔或轴采用包容要求时,它的实际尺寸与形状误差之间可以相互调整(补偿),从而使整个尺寸公差带得到充分利用,技术经济效益较高。

但另一方面,包容要求所允许的 shape 误差的大小,完全取决于实际尺寸偏离最大实体尺寸的数值。如果孔或轴的实际尺寸处处皆为最大实体尺寸或者趋近于最大实体尺寸,那么,它必须具有理想形状或者接近于理想形状才合格,而实际上极难加工出这样精确的形状。

#### 2. 从配合均匀性分析

按独立原则对孔或轴给出一定的形状公差和尺寸公差。后者的数值小于按包容要求给

出的尺寸公差值,使按独立原则加工的该孔或轴的体外作用尺寸允许值等于按包容要求确定的孔或轴最大实体边界尺寸(即最大实体尺寸),以使独立原则和包容要求都能满足指定的同一配合性质。由于采用独立原则时不允许形状误差值大于某个确定的形状公差值,采用包容要求时允许形状误差值达到尺寸公差值,而孔与轴的配合均匀性与它们的形状误差的大小有着密切的关系,因此从保证配合均匀性来看,采用独立原则比采用包容要求好。

### 3. 从零件尺寸大小和检测方便分析

按包容要求用最大实体边界控制形状误差,对于中、小型零件,便于使用量规检验。但是,对于大型零件,就难于使用笨重的量规检验。在这种情况下,按独立原则的要求进行检测,就比较容易实现。

· 以上对包容要求的分析也适用于最大实体要求。

## 三、形位公差值的选择

形位公差值主要根据被测要素的功能要求和加工经济性等来选择。在零件图上,被测要素的形位精度要求有两种表示方法:一种是用公差框格的形式单独注出形位公差值;另一种是按 GB/T1184—1996《形状和位置公差 未注公差值》的规定,统一给出未注形位公差值(用文字说明)。

### 1. 注出形位公差的确定

形位公差值可以采用算法或类比法确定。算法是指对于某些位置公差值,可以用尺寸链分析计算来确定;对于用螺栓或螺钉连接两个零件或两个以上的零件上孔组的各个孔位置度公差,可以根据螺栓或螺钉与通孔间的最小间隙确定。

用螺栓连接时,各个被连接零件上的孔均为通孔,位置度公差值  $t$  按下式确定:

$$t = X_{\min} \quad (4-7)$$

式中  $X_{\min}$ ——通孔与螺栓间的最小间隙。

用螺钉连接时,被连接零件中有一个零件上的孔为螺孔,而其余零件上的孔则为通孔,位置度公差值  $t$  按下式确定:

$$t = 0.5X_{\min} \quad (4-8)$$

式中  $X_{\min}$ ——通孔与螺钉间的最小间隙。

类比法是指将所设计的零件与具有同样功能要求且经使用表明效果良好而资料齐全的类似零件进行对比,经分析后确定所设计零件有关要素的形位公差值。

对已有专门标准规定的形位公差,例如与滚动轴承配合的轴颈和箱体孔(外壳孔)的形位公差、矩形花键的位置公差以及齿轮齿坯的和箱体上孔与孔之间的位置公差等,分别按各自的专门标准确定。

GB/T1184—1996 的附录中对直线度、平面度、圆度、圆柱度、平行度、垂直度、倾斜度、同轴度、对称度、圆跳动和全跳动公差等 11 个特征项目分别规定若干公差等级及对应的公差值(见附表 4-1 至附表 4-4)。这 11 个特征项目中,GB/T1184—1996 将圆度和圆柱度的公差等级分别规定为 13 个级,即 0 级、1 级、2 级、……、12 级,其中 0 级最高,等级依次降低,12 级最低。其余 9 个特征项目的公差等级分别规定为 12 个级,即 1 级、2 级、……、12 级,其中 1 级最高,等级依次降低,12 级最低。此外,还规定了位置度公差值数系(见附表 4-5)。

表 4-8 至表 4-11 列出了部分形位公差等级的应用场合,供选择形位公差等级时参考,



根据所选择的公差等级查取形位公差值。

表 4-8 直线度、平面度公差等级应用

公差等级	应 用 举 例
5	1 级平板, 2 级宽平尺, 平面磨床的纵导轨、垂直导轨、立柱导轨及工作台, 液压龙门刨床和六角车床床身导轨, 柴油机进气、排气阀门导轨
6	普通机床导轨, 如普通车床、龙门刨床、滚齿机、自动车床等的床身导轨、立柱导轨, 柴油机壳体
7	2 级平板, 机床主轴箱、摇臂钻床底座和工作台, 镗床工作台, 液压泵盖, 减速器壳体结合面
8	机床传动箱体, 交换齿轮箱体, 车床溜板箱体, 柴油机气缸体, 连杆分离面, 缸盖结合面, 汽车发动机缸盖、曲轴箱结合面, 液压管件和法兰连接面
9	3 级平板, 自动车床床身底面, 摩托车曲轴箱体, 汽车变速箱壳体, 手动机械的支承面

表 4-9 圆度、圆柱度公差等级应用

公差等级	应 用 举 例
5	一般计量仪器主轴、测杆外圆柱面, 陀螺仪轴颈, 一般机床主轴轴颈及主轴轴承孔, 柴油机、汽油机活塞、活塞销, 与 6 级滚动轴承配合的轴颈
6	仪表端盖外圆柱面, 一般机床主轴及前轴承孔, 泵、压缩机的活塞、气缸, 汽油发动机凸轮轴, 纺机锭子, 减速器转轴轴颈, 高速船用柴油机、拖拉机曲轴轴颈, 与 6 级滚动轴承配合的外壳孔, 与 0 级滚动轴承配合的轴颈
7	大功率低速柴油机曲轴轴颈、活塞、活塞销、连杆、气缸, 高速柴油机箱体轴承孔, 千斤顶或压力油缸活塞, 机车传动轴, 水泵及通用减速器转轴轴颈, 与 0 级滚动轴承配合的外壳孔
8	大功率低速发动机曲轴轴颈, 压气机连杆盖、连杆体, 拖拉机气缸、活塞, 炼胶机冷铸轴辊, 印刷机传墨辊, 内燃机曲轴轴颈, 柴油机凸轮轴承孔、凸轮轴, 拖拉机、小型船用柴油机气缸套
9	空气压缩机缸体, 液压传动管, 通用机械杠杆与拉杆用套筒销子, 拖拉机活塞环、套筒孔

表 4-10 平行度、垂直度、倾斜度、端面跳动公差等级应用

公差等级	应 用 举 例
4, 5	普通车床导轨、重要支承面, 机床主轴轴承孔对基准的平行度, 精密机床重要零件, 计量仪器、量具、模具的基准面和工作面, 机床床头箱体重要孔, 通用减速器壳体孔, 齿轮泵的油孔端面, 发动机轴和离合器的凸缘, 气缸支承端面, 安装精密滚动轴承的壳体孔的凸肩
6, 7, 8	一般机床的基准面和工作面, 压力机和锻锤的工作面, 中等精度钻模的工作面, 机床一般轴承孔对基准的平行度, 变速器箱体孔, 主轴花键对定心表面轴线的平行度, 重型机械滚动轴承端盖, 卷扬机、手动传动装置中的传动轴, 一般导轨, 主轴箱体孔, 刀架、砂轮架、气缸配合面对基准轴线以及活塞销孔对活塞轴线的垂直度, 滚动轴承内、外圈端面对轴线的垂直度
9, 10	低精度零件, 重型机械滚动轴承端盖, 柴油机、煤气发动机箱体曲轴孔、曲轴轴颈, 花键轴和轴肩端面, 带式运输机法兰盘等端面对轴线的垂直度, 手动卷扬机及传动装置中轴承孔端面, 减速器壳体平面

表 4-11 同轴度、对称度、径向跳动公差等级应用

公差等级	应 用 举 例
5, 6, 7	这是应用范围较广的公差等级。用于形位精度要求较高、尺寸的标准公差等级为 IT8 及高于 IT8 的零件。5 级常用于机床主轴轴颈, 计量仪器的测杆, 涡轮机主轴, 柱塞油泵转子, 高精度滚动轴承外圈, 一般精度滚动轴承内圈。7 级用于内燃机曲轴、凸轮轴、齿轮轴、水泵轴、汽车后轮输出轴, 电机转子、印刷机传墨辊的轴颈, 键槽
8, 9	常用于形位精度要求一般、尺寸的标准公差等级为 IT9 至 IT11 的零件。8 级用于拖拉机发动机分配轴轴颈, 与 9 级精度以下齿轮相配的轴, 水泵叶轮, 离心泵体, 棉花精梳机前后滚子, 键槽等。9 级用于内燃机气缸套配合面, 自行车中轴

## 2. 未注形位公差的确定

图样上没有单独注出形位公差的要素也有形位精度要求,但要求偏低,要素的未注形位公差与尺寸公差的关系采用独立原则。

应当指出,定向公差能自然地用其公差带控制同一要素的形状误差。因此,对于注出定向公差的要素,就不必考虑该要素的未注形状公差。定位公差能自然地用其公差带控制同一要素的形状误差和定向误差。因此,对于注出定位公差的要素,就不必考虑该要素的未注形状和定向公差。此外,对于采用相关要求的要素,要求该要素的实际轮廓不得超出给定的边界,因此所有未对该要素单独注出的形位公差都应遵守这边界。

GB/T 1184—1996 规定:直线度、平面度、垂直度、对称度和圆跳动的未注公差各分 H、K 和 L 三个公差等级(它们的数值分别见附表 4-6~4-9),其中 H 级最高,L 级最低。圆度的未注公差值等于直径的公差值,圆柱度的未注公差可用圆柱面的圆度,素线直线度和相对素线间的平行度(参看图 4-11a)的未注公差三者综合代替,因为圆柱度误差由圆度、素线直线度和相对素线间的平行度误差等三部分组成,其中每一项误差可分别由各自的未注公差控制。平行度的未注公差值等于平行要素间距离的尺寸公差值,或者等于该要素的平面度或直线度未注公差值,取值应取这两个公差值中的较大值,基准要素则应选取要求平行的两个要素中的较长者;如果这两个要素的长度相等,则其中任何一个要素都可作为基准要素。同轴度未注公差值的极限可以等于径向圆跳动的未注公差值,应选取两要素中的较长者作为基准要素;如果这两个要素的长度相等,则其中任何一个要素都可作为基准要素。

倾斜度的未注公差可以采用适当的角度公差代替。对于轮廓度和位置度要求,若不标注理论正确尺寸和形位公差,而标注坐标尺寸,则按坐标尺寸的规定处理。

未注形位公差值应根据零件的特点和生产单位的具体工艺条件,由生产单位自行选定,并在有关技术文件中明确。采用 GB/T 1184—1996 规定的未注公差值时,应在图样上标题栏附近或技术要求中注出该标准的编号和所选用公差等级的代号。例如,选用 K 级时标:

未注形位公差按 GB/T 1184 — K

下面以圆柱齿轮减速器中的齿轮轴、输出轴和齿轮为例,说明形位公差的选择和标注。

图 4-63 为减速器的齿轮轴(图 1-1 中的零件 8)。两个  $\varnothing 40k6$  轴颈分别与两个相同规格的滚动轴承内圈配合, $\varnothing 30m6$  轴头与带轮或其他传动件的孔配合,两个  $\varnothing 48\text{mm}$  轴肩的端面分别为这两个滚动轴承的轴向定位基准,并且两个轴颈是齿轮轴在箱体上的安装基准。

为了保证指定的配合性质,对两个轴颈和轴头都按包容要求给出尺寸公差(它们的公差带代号分别按第六章表 6-2 和类比法确定),在它们的尺寸极限偏差后面标注符号⑥。按滚动轴承有关标准的规定,应对两个轴颈的形状精度提出更高的要求。由于减速器采用的滚动轴承的公差等级为 0 级,因此选取轴颈圆柱度公差值为  $0.004\text{mm}$ (见第六章附表 6-1)。

为了保证齿轮轴的使用性能,两个轴颈和轴头应同轴线,因此按齿轮精度标准的规定和该轴上的齿轮的精度等级,确定两个轴颈分别对它们的公共基准轴线 A-B 的径向圆跳动公差值为  $0.018\text{mm}$ (见第十章附表 10-15);用类比法确定轴头对公共基准轴线 A-B 的径向圆跳动公差值为  $0.025\text{mm}$ 。

为了保证滚动轴承在齿轮轴上的安装精度,按滚动轴承有关标准的规定,选取两个轴肩分别对公共基准轴线 A-B 的径向圆跳动公差值为  $0.012\text{mm}$ (见附表 6-1)。

为了避免键与轴头键槽、带轮键槽装配困难,应规定键槽对称度公差,通常按 8 级(GB/

T 1184—1996)选取。确定轴头的  $8N9(-0.036)$  键槽相对于轴头轴线  $C$  的对称度公差值为  $0.015\text{mm}$ 。

齿轮轴上其余要素的形位精度皆按未注形位公差处理。

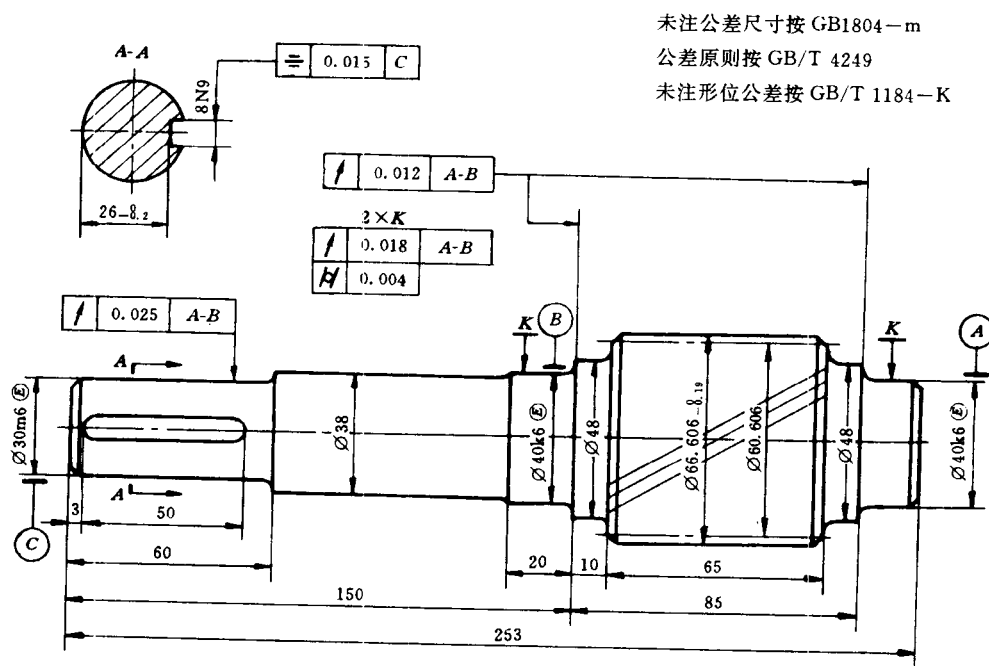


图 4-63 齿轮轴

图 4-64 所示为减速器的输出轴(图 1-1 中的零件 4)。该零件各要素形位公差的选择和标注与上述齿轮轴类似。两个  $\varnothing 55k6$  轴颈分别与两个相同规格的滚动轴承内圈配合,  $\varnothing 58r6$  轴头与齿轮孔配合,  $\varnothing 45m6$  轴头与联轴器或传动件的孔配合,  $\varnothing 62\text{mm}$  轴肩的端面和轴套(图 1-1 中的零件 7)的端面分别为这两个滚动轴承的轴向定位基准,并且这两个轴颈是输出轴在箱体上的安装基准。

为了保证指定的配合性质,对两个轴颈和两个轴头都按包容要求⑤给出尺寸公差(轴颈公差带代号按第六章表 6-2 确定)。对于与滚动轴承配合的轴颈,应规定更高的形状精度要求。按 0 级滚动轴承的要求,选取轴颈的圆柱度公差值为  $0.005\text{mm}$ 。此外,还选取轴颈轴肩的端面圆跳动公差值为  $0.015\text{mm}$ 。这两项形位公差值是按第六章附表 6-1 选取的。

为了保证输出轴的使用性能,两个轴颈和两个轴头应同轴线。按齿轮精度标准的规定和齿轮(图 1-1 中的零件 6)的精度等级,确定两个轴颈分别对它们的公共基准轴线  $A-B$  的径向圆跳动公差值为  $0.022\text{mm}$ (见第十章附表 10-15);用类比法确定两个轴头分别对公共基准轴线  $A-B$  的径向圆跳动公差值为  $0.022\text{mm}$ 。此外,两个轴头的键槽分别相对于各自轴线  $C$  和  $D$  的对称度公差值,按 8 级(GB/T 1184—1996)皆确定为  $0.02\text{mm}$ 。

输出轴上其余要素的形位精度皆按未注形位公差处理。

图 4-65 所示为减速器的齿轮(图 1-1 中的零件 6)。 $\varnothing 58\text{mm}$  孔是齿轮的加工定位基准、测量基准和安装基准。齿轮的两个基准端面中的一个端面与输出轴的  $\varnothing 62\text{mm}$  轴肩贴合,它

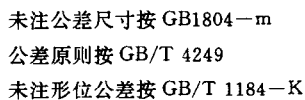


图 4-64 输出轴

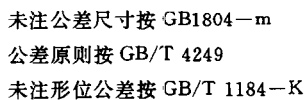


图 4-65 齿轮

是安装基准;另一个端面则在齿轮和轴套装进输出轴后与轴套端面贴合,也是安装基准。齿轮这两个端面或其中之一又是切齿时的定位基准。因此,按齿轮精度标准的规定和齿轮的精度等级,确定基准孔的公差带代号为 $\varnothing 58H7$ ,采用包容要求 $\textcircled{E}$ ;确定两个端面分别对基准孔轴线的端面圆跳动公差值为 $0.022\text{mm}$ (这些见第十章附表 10-15)。

16JS9( $\pm 0.021$ )键槽对基准孔轴线的对称度公差值按 8 级(GB/T 1184—1996)确定为 0.02mm。

齿轮上其余要素的形位精度皆按未注形位公差处理。

## § 6 形位误差及其检测

### 一、实际要素的体现

测量形位误差时,难于测遍整个实际要素来取得无限多测点的数据,而是考虑现有计量器具及测量本身的可行性和经济性,采用均匀布点的方法,测量一定数量的离散测点来代替整个实际要素。此外,为了测量方便和可能,尤其是测量定向、定位误差时,实际中心要素常用模拟的方法体现,例如:用与实际孔呈无间隙配合的心轴的轴线体现实际孔的轴线,用 V 形块体现实际轴颈的轴线。用模拟法体现实际轮廓对应的中心要素时,排除了实际轮廓的形状误差。

### 二、形位误差及其评定

形位误差是指实际被测要素对其理想要素的变动量,是形位公差的控制对象。形位误差值不大于相应的形位公差值,则认为合格。

#### 1. 形状误差及其评定

形状误差是指实际单一要素对其理想要素的变动量,理想要素的位置应符合最小条件。什么叫最小条件呢?就是理想要素处于符合最小条件的位置时,实际单一要素对理想要素的最大变动量为最小。参看图 4-66 的示例,评定给定平面内的直线度误差时,有许多条位于不同位置的理想直线  $A_1B_1$ 、 $A_2B_2$ 、 $A_3B_3$ ,用它们评定的直线度误差值分别为  $f_1$ 、 $f_2$ 、 $f_3$ 。这些理想直线中必有一条(也只有一条)理想直线即直线  $A_1B_1$  能使实际被测直线对它的最大变动量为最小,因此理想直线  $A_1B_1$  的位置符合最小条件,实际被测直线的直线度误差值为  $f_1$ 。

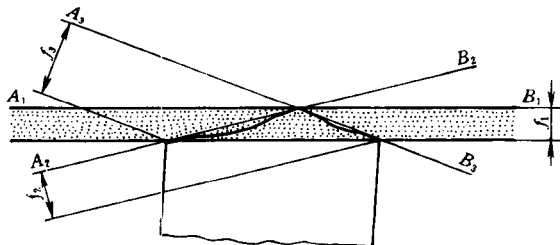


图 4-66 最小条件

评定形状误差时,按最小条件的要求,用最小包容区域(简称最小区域)的宽度或直径来表示形状误差值。所谓最小区域,是指包容实际被测要素时具有最小宽度或直径的包容区域。根据实际被测要素的测点与包容区域接触的状态,可以判别该包容区域是不是最小区域。各个形状误差项目的最小区域的形状分别与各自的公差带形状相同,但前者的宽度或直径则由实际被测要素本身决定。此外,在满足零件功能要求的前提下,也允许采用其他评定方法来评定形状误差值。

#### (1) 给定平面内直线度误差值的评定

直线度误差值应该用最小包容区域法来评定。参看图 4-67,由两条平行直线包容实际被测直线  $S$  时, $S$  上至少有高、低相间三个极点分别与这两条平行直线接触,则这两条平行直线之间的区域即为最小区域  $U$ ,该区域的宽度  $f_{Mz}$ 即为符合定义的直线度误差值。

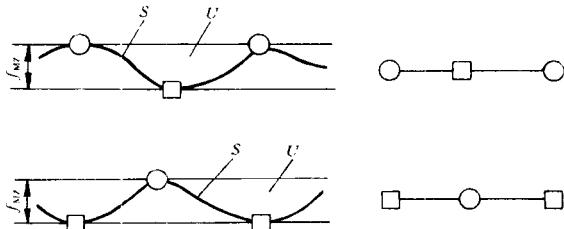


图 4-67 直线度误差最小区域判别准则  
○—高极点；□—低极点

直线度误差值还可以用两端点连线法来评定。参看图 4-68,以实际被测直线  $S$  首、末两点  $B$  和  $E$  的连线  $l_{BE}$ (称为两端点连线)作为评定基准,取各测点相对于它的偏离值中最大偏离值  $h_{max}$ 与最小偏离值  $h_{min}$ 之差  $f_{BE}$ 作为直线度误差值。测点在它的上方,偏离值取正值;测点在它的下方,偏离值取负值。即:

$$f_{BE} = h_{max} - h_{min} \tag{4-9}$$

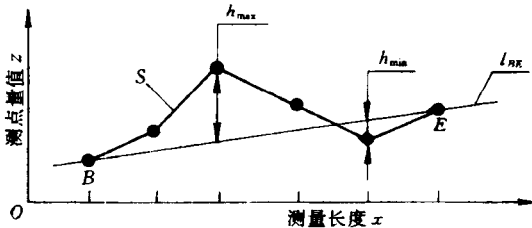


图 4-68 用两端点连线法评定直线度误差值

**例 1** 参看图 4-69,在平板上用指示表测量窄长平面的直线度误差。对实际被测直线等距布置 9 个测点,在各测点处指示表的示值列于表 4-12。根据这些测量数据,按两端连线和最小条件用作图法求解直线度误差值。

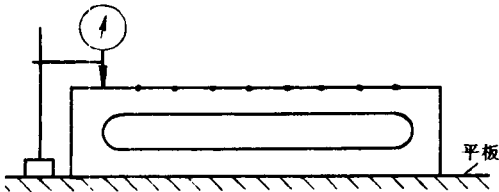


图 4-69 用指示表测量直线度误差

表 4-12 直线度误差测量数据

测点序号 $i$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
指示表示值 $M_i(\mu\text{m})$	0	+4	+6	-2	-4	0	+4	+8	+6

解

作图求解时,以横坐标为被测要素的长度  $L$ ,纵坐标为指示表测得的示值  $M$ 。被测要素的长度采用缩小的比例,而指示表示值则采用放大的比例,以便把测得的示值在图上表示清楚,如图 4-70 所示。

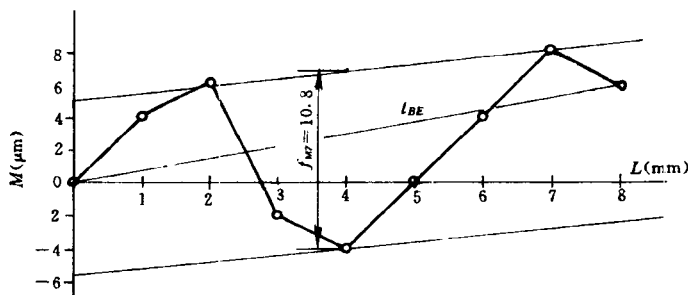


图 4-70 用作图法求解直线度误差值

在图 4-70 上,连接测点 0 和测点 8,得到两端点连线  $l_{BE}$ 。从高点 2 和低点 4 量得它们至  $l_{BE}$  的纵坐标距离分别为  $+4.5\mu\text{m}$  和  $-7.2\mu\text{m}$ ,因此按  $l_{BE}$  评定的直线度误差值  $f_{BE} = (+4.5) - (-7.2) = 11.7\mu\text{m}$ 。

按最小条件评定时,过两个高点(2,+6)和(7,+8)作一条直线,过低点(4,-4)作一条平行于上述直线的直线,则这两条平行直线间的纵坐标距离  $f_{MZ}$  代表最小区域的宽度,从图上量得按最小条件评定的直线度误差值  $f_{MZ} = 10.8\mu\text{m}$ 。

## (2) 平面度误差值的评定

平面度误差值应该用最小包容区法来评定。参看图 4-71,由两个平行平面包容实际被测平面  $S$  时, $S$  上至少有四个极点分别与这两个平行平面接触,且满足下列两个条件之一:① 至少有三个高(低)极点与一个平面接触,有一个低(高)极点与另一个平面接触,并且这一个极点的投影落在上述三个极点连成的三角形内(三角形准则),② 至少有两个高点点和两个低点分别分别与这两个平行平面接触,并且高点点连线和低点点连线在空间呈交叉状态(交叉准则),那么,这两个平行平面之间的区域即为最小区域  $U$ ,该区域的宽度  $f_{MZ}$  即为

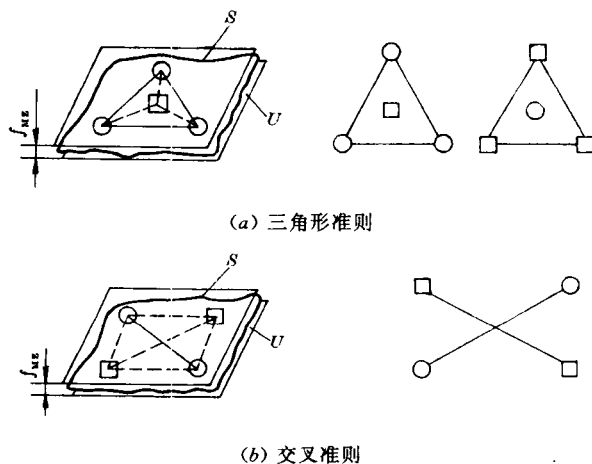


图 4-71 平面度误差最小区域判别准则

○—高点; □—低点

符合定义的平面度误差值。

平面度误差值还可以用对角线平面法或三远点平面法评定。对角线平面法是指以通过实际被测平面一条对角线(两个角点的连线)且平行另一条对角线(其余两个角点的连线)的平面作为评定基准,取各测点相对于它的偏离值中最大偏离值(正值或零)与最小偏离值(零或负值)之差作为平面误差值。

三远点平面法是指以通过实际被测平面上相距最远的三个点构成的平面作为评定基准,取各测点相对于它的偏离值中最大偏离值(正值或零)与最小偏离值(零或负值)之差作为平面度误差值。应当指出,由于从实际被测平面上选取相距最远的三个点有多种可能,因此按三远点平面法评定的平面度误差值不是惟一的,有时差别颇大。

**例2** 参看图 4-72a,在平板 A 上用指示表测量小平面的平面度误差。对实际被测平面沿  $x$  和  $y$  方向等距布置 9 个测点( $P_{00}$  为起始测点),在各测点处指示表的示值( $\mu\text{m}$ )见图 4-72b 框中所列,根据这些测量数据,按对角线平面和最小条件用坐标变换的方法求解平面度误差值。

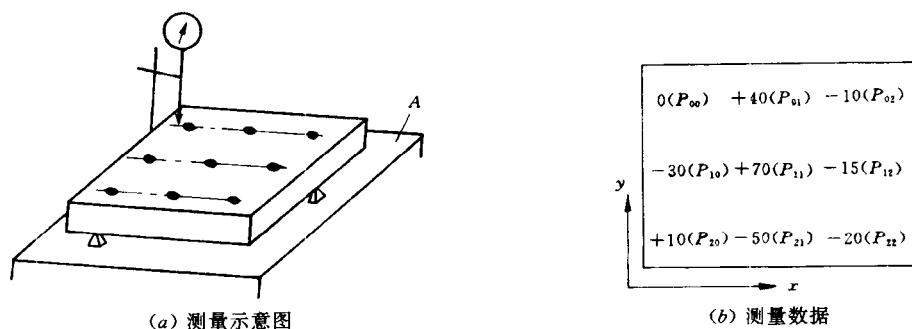


图 4-72 用指示表测量平面度误差

**解**

评定平面度误差值时,需将实际被测平面上各测点对测量基准的坐标值变换为各测点对评定基准的坐标值。每个测点  $P_{ij}$  在坐标变换前后的坐标值的差值称为旋转量,在空间直角坐标系里,以  $x$  和  $y$  坐标轴作为旋转轴。设绕  $x$  坐标轴旋转的单位旋转量为  $y$ ,绕  $y$  坐标轴旋转的单位旋转量为  $x$ ,则测量基准绕  $x$  坐标轴旋转,再绕  $y$  坐标轴旋转时,各测点的旋转量见图 4-73 所示(位于坐标系原点上的测点的旋转量为零)。各测点的原坐标值加上旋转量,就求得坐标变换后各测点的坐标值。

0	$x$	$2x$	$\cdots$	$nx$	$\rightarrow x$
$y$	$x+y$	$2x+y$	$\cdots$	$nx+y$	
$2y$	$x+2y$	$2x+2y$	$\cdots$	$nx+2y$	
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	
$my$	$x+my$	$2x+my$	$\cdots$	$nx+my$	
$\downarrow y$					

图 4-73 实际被测平面上各测点的旋转量



以对角线平面作为评定基准,处理图 4-72b 所列的测量数据时,应使测量基准旋转后两个角点  $P_{00}$ 、 $P_{22}$  等值和另两个角点  $P_{20}$ 、 $P_{02}$  等值,因而得出下列方程组:

$$\begin{cases} 0 + 0 = -20 + 2x + 2y \\ +10 + 2y = -10 + 2x \end{cases}$$

解这方程组,求得单位旋转量  $x = +10\mu\text{m}$ ,  $y = 0$ 。旋转后 9 个测点的坐标值见图 4-74a 框中所列。因此,按对角线平面评定的平面度误差值为:

$$f = (+80) - (-40) = 120\mu\text{m}$$

进一步按最小条件评定平面度误差值时,从图 4-74a 所列的数据判断,实际被测平面呈中凸形,它的中间位置上的点  $P_{11}(+80)$  为高点,故应该有三个低点。现取  $P_{10}(-30)$ 、 $P_{21}(-40)$  和  $P_{12}(+5)$  三点为低点,则高点  $P_{11}(+80)$  的投影可落在这三个低点连成的三角形内。对图 4-74a 框中所列的数据作坐标变换,使  $P_{10}$ 、 $P_{21}$  和  $P_{12}$  三点在旋转后等值,因而得出下列方程组:

$$-30 + y = -40 + x + 2y = +5 + 2x + y$$

解这方程组,求得单位旋转量  $x = -17.5\mu\text{m}$ ,  $y = +27.5\mu\text{m}$ 。旋转后 9 个测点的坐标值列于图 4-74b 框中,但它们不符合三角形准则,因为这次旋转后的最低点  $P_{02}(-25)$  未纳入低点。

以图 4-74b 所列的数据为基础,再作坐标变换,重新选取  $P_{10}$ 、 $P_{21}$  和  $P_{02}$  三点为低点,使这三点在旋转后等值,因而得出下列方程组:

$$-2.5 + y = -2.5 + x + 2y = -25 + 2x$$

0	+50	+10
-30	+80	+5
+10	-40	0

0	+32.5	-25
-2.5	+90	-2.5
+65	-2.5	+20

0	+40	-10
-10	+90	+5
+50	-10	+20

(a) 第一次坐标变换后的数据

(b) 第二次坐标变换后的数据

(c) 第三次坐标变换后的数据

图 4-74 用坐标变换的方法求解平面度误差值

解这方程组,求得单位旋转量  $x = +7.5\mu\text{m}$ ,  $y = -7.5\mu\text{m}$ 。旋转后 9 个测点的坐标值列于图 4-74c 框中,它们符合三角形准则。于是,符合定义的平面度误差值为

$$f_{\text{MZ}} = (+90) - (-10) = 100\mu\text{m}$$

### (3) 圆度误差值的评定

圆度误差值应该用最小包容区法来评定。参看图 4-75, 由两个同心圆包容实际被测圆  $S$  时,  $S$  上至少有四个极点内、外相间地与这两个同心圆接触(至少有两个极点与内圆接触,两个极点与外圆接触),则这两个同心圆之间的区域即为最小区域  $U$ , 该区域的宽度即两个同心圆的半径差  $f_{\text{MZ}}$  就是符合定义的圆度误差值。

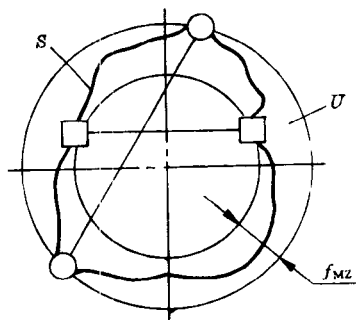


图 4-75 圆度误差最小区域判别准则

○—外极点; □—内极点

圆度误差值还可以用最小二乘圆法、最小外接圆法或最大内接圆法评定。

## 2. 定向误差及其评定

定向误差是指实际关联要素对具有确定方向的理想要素的变动量,理想要素的方向由基准确定。

参看图 4-76,评定定向误差时,在理想要素相对于基准  $A$  的方向保持图样上给定的几何关系(平行、垂直或倾斜某一理论正确角度)的前提下,应使实际被测要素  $S$  对理想要素的最大变动量为最小。定向误差值用对基准保持所要求方向的定向最小包容区域  $U$ (简称定向最小区域)的宽度  $f_v$  或直径  $\phi f_v$  来表示。定向最小区域的形状与定向公差带的形状相同,但前者的宽度或直径则由实际被测要素本身决定。

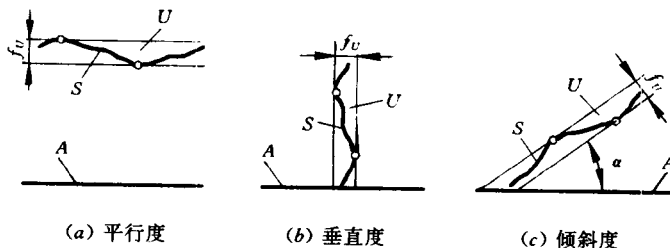


图 4-76 定向最小区域示例

## 3. 定位误差及其评定

定位误差是指实际关联要素对具有确定位置的理想要素的变动量,理想要素的位置由基准和理论正确尺寸确定。

定位误差值用定位最小包容区域(简称定位最小区域)的宽度或直径来表示。定位最小区域是指以理想要素的位置为中心来包容实际被测要素时具有最小宽度或最小直径的包容区域。因此,实际被测要素与定位最小区域通常只有一个点接触。定位误差值等于这个接触点至理想要素所在位置的距離的两倍。

例如如图 4-77a 所示,评定图 4-29 所示零件的位置度误差时,理想平面  $P$  的位置由基准平面  $A$  和理论正确尺寸  $L$  确定。定位最小区域  $U$  为对称配置于  $P$  的两个平行平面之间的区域,实际被测要素  $S$  上有一个测点与  $U$  接触。位置度误差值  $f_v$  为这一点至  $P$  的距離的两倍。

又如图 4-77b 所示,评定图 4-30a 所示零件上第一个孔的轴线的位置度误差时,设该孔用心轴模拟体现,实际被测轴线  $S$  用一个点表示;理想轴线的位置由基准  $A$ 、 $B$  和理论正确尺寸  $L_x$ 、 $L_y$  确定,用点  $O$  表示。以点  $O$  为圆心,以  $OS$  为半径作圆,则该圆内的区域就是定位最小区域  $U$ 。位置度误差值  $f_v = 2 \times OS$ 。



(a) 由两个平行平面构成的定位最小区域

(b) 由一个圆构成的定位最小区域

图 4-77 定位最小区域示例

### 三、形位误差的检测原则

由于被测零件的结构特点、尺寸大小和精度要求以及检测设备条件等的不同,同一形位误差项目可以用不同的检测方法来检测。从检测原理上可以将常用的形位误差检测方法概括为下列五种检测原则。

#### 1. 与理想要素比较原则

与理想要素比较原则是指将实际被测要素与其理想要素作比较,在比较过程中获得测量数据,然后按这些数据评定形位误差值。

例如图 4-78 所示,将实际被测直线与模拟理想直线的刀口尺刀口相比较,根据它们之间的光隙的大小,来确定直线度误差值。再如图 4-72 所示,将实际被测平面与模拟理想平面的平板工作面相比较(平板工作面也是测量基准),获得该实际被测平面上各测点的测量数据(指示表示值),然后处理测量数据,来确定平面度误差值。

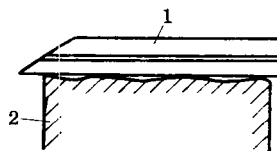


图 4-78 与理想要素  
比较原则应用示例

1—刀口尺; 2—被测零件

#### 2. 测量坐标值原则

测量坐标值原则是指利用计量器具的坐标系,测出实际被测要素上各测点对该坐标系的坐标值,再经过计算确定形位误差值。

例如图 4-77b 所示,将被测零件安放在坐标测量仪上,使前者的基准  $A$  和  $B$  分别与后者测量系统的  $x$  和  $y$  坐标轴方向一致。然后,测量出孔轴线  $S$  的实际坐标值  $(x, y)$ ,将该两坐标值分别减去确定孔轴线理想位置的理论正确尺寸  $L_x$ 、 $L_y$ ,得到实际坐标值对理论坐标值的偏差  $\Delta x = x - L_x$ ,  $\Delta y = y - L_y$ ,于是被测轴线的位置度误差值  $f_V$  可按下式求得:

$$f_V = 2 \sqrt{(\Delta x)^2 + (\Delta y)^2} = 2 \cdot OS$$

#### 3. 测量特征参数原则

测量特征参数原则是指测量实际被测要素上具有代表性的参数,用它表示形位误差值。应用这种检测原则测得的形位误差值通常不是符合定义的误差值,而是近似值。

例如用两点法测量圆柱面的圆度误差,在一个横截面内的几个方向上测量直径,取相互垂直的两直径的差值中的最大值之半作为该截面内的圆度误差值。这样评定的圆度误差值不符合图 4-75 的定义。

#### 4. 测量跳动原则

跳动是按特定的测量方法来定义的位置误差项目。测量跳动原则是针对测量圆跳动和全跳动的方法而概括的检测原则。

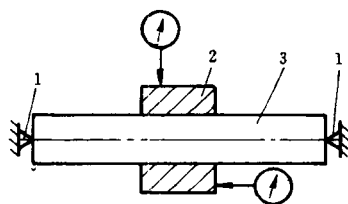


图 4-79 圆跳动测量

1—顶尖; 2—被测零件; 3—心轴

图 4-79 为径向圆跳动和端面圆跳动的测量示意图。被测零件以其基准孔安装在心轴上(它们之间呈无间隙配合),再将心轴安装在同轴线两顶尖间,基准轴线用这两顶尖的公共轴线模拟体现,后者也是测量基准。实际被测圆柱面绕基准轴线回转一周过程中,前者的同轴度误差和形状误差使位置固定的指示表的测头作径向移动,指示表最大与最小示值之值差即为径向圆跳动的数值。实际被测端面

绕基准轴线回转一周过程中,位置固定的指示表的测头作轴向移动,指示表最大与最小示值之差即为端面圆跳动的数值。

#### 5. 边界控制原则

按包容要求或最大实体要求给出形位公差时,就给定了最大实体边界或最大实体实效边界,要求被测要素的实际轮廓不得超出该边界。边界控制原则是指用光滑极限量规通规或位置量规的工作表面来模拟体现图样上给定的边界,来检测实际被测要素。若被测要素的实际轮廓能被量规通过,则表示合格,否则不合格。当最大实体要求应用于被测要素对应的基准要素时,可以使用同一位置量规检验该基准要素。

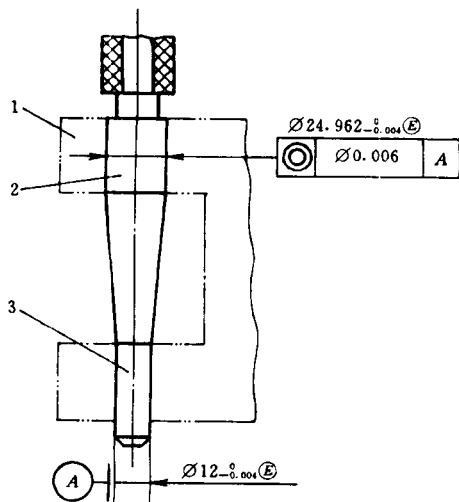


图 4-80 同轴度量规

1—被测零件; 2—测量部分; 3—定位部分

例如,图 4-3 所示零件的同轴度误差可以使用图 4-80 所示的同轴度量规(一种位置量规)检验。零件被测孔的最大实体实效尺寸  $D_{MV}=25-0.05=24.95\text{mm}$ ,故量规测量部分(模拟体现被测孔的最大实体实效边界)的定形尺寸为  $24.95\text{mm}$ ,考虑到磨损储量和加工公差,量规图样上标注  $\varnothing 24.962_{-0.004}^{0}\text{mm}$ 。零件基准孔的最大实体尺寸  $D_M=12\text{mm}$ ,故量规定位部分(模拟基准孔的最大实体边界)的定形尺寸为  $12\text{mm}$ 。此外,量规的测量部分与定位部分应同轴线。显然,如果零件被测孔和基准孔的实际轮廓皆未超出图样上给定的边界,则它们就能被量规的测量部分和定位部分同时通过,这表示合格。

## 第五章 表面粗糙度及其检测

无论是机械加工的零件表面,或者是用铸、锻等方法获得的零件表面,总会存在着具有较小间距和峰谷的微观几何形状误差(轮廓微观不平度)。这种较小间距和峰谷的微观几何形状特性称为表面粗糙度。零件的表面粗糙度对该零件的工作性能有重大影响。

为了正确评定表面粗糙度和保证互换性,我国发布了 GB3503—83 《表面粗糙度 术语 表面及其参数》、GB/T 1031—1995《表面粗糙度 参数及其数值》和 GB/T 131—93《机械制图 表面粗糙度符号、代号及其注法》等国家标准。

### § 1 表面粗糙度的基本概念

#### 一、表面粗糙度的界定

参看图 5-1,完工零件的截面轮廓形状是复杂的,一般包括表面粗糙度、表面波纹度和形状误差,三者通常按波距(间距)来划分:波距小于 1mm 的属于表面粗糙度(微观几何形状误差);波距在 1~10mm 的属于表面波纹度;波距大于 10mm 的属于形状误差。

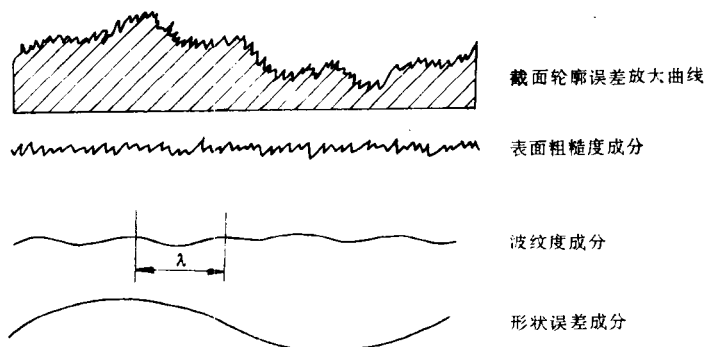


图 5-1 完工零件的截面实际轮廓形状  
 $\lambda$ —波距

#### 二、表面粗糙度对零件工作性能的影响

##### 1. 影响零件运动表面的摩擦和磨损

表面越粗糙,则摩擦因数就越大,两个相对运动的表面峰顶间的实际有效接触面积就越小,使单位面积上的压力增大,零件运动表面磨损加快。但是,不能认为表面粗糙度数值越小,耐磨性就越好,因为表面过于光滑,不利于在该表面上储存润滑油,容易使运动表面间形成半干摩擦甚至干摩擦,反而使摩擦因数增大,从而加剧磨损。

##### 2. 影响配合性质的稳定性和机器的工作精度

对间隙配合来说,表面粗糙则易磨损,使配合表面间的实际间隙逐渐增大;对过盈配合

而言,表面粗糙会减小配合表面间的实际有效过盈,降低联结强度,从而降低机器的工作精度。

### 3. 影响零件的强度

零件表面越粗糙,则对应力集中越敏感,特别是在交变应力的作用下,在零件的沟槽或圆角处,其影响更大,零件往往因此失效。

### 4. 影响零件的抗腐蚀性

表面越粗糙,则越容易在该表面上积聚腐蚀性物质,且通过该表面的微观凹谷向其表层渗透,使腐蚀加剧。

此外,表面粗糙度对联接的密封性和零件的美观等也有很大的影响。因此,在零件的几何精度设计中,对表面粗糙度提出合理要求是一项不可缺少的重要内容。

## § 2 表面粗糙度的评定

测量和评定表面粗糙度时,需要确定取样长度、评定长度、基准线和评定参数,并且应测量横向轮廓或垂直于切削方向的轮廓。

### 一、取样长度和评定长度

#### 1. 取样长度

取样长度是指测量或评定表面粗糙度时所规定的一段长度,如图 5-2 所示。规定和选择取样长度,可以限制和减弱其他的截面轮廓形状误差,尤其是表面波纹度对测量结果的影响。

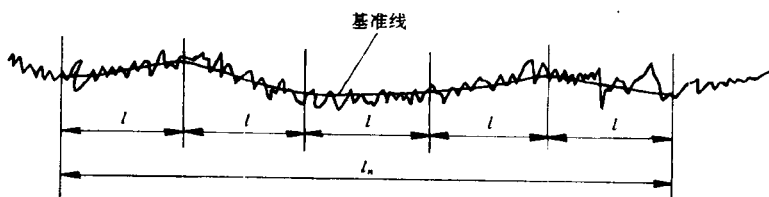


图 5-2 取样长度与评定长度

$l$ —取样长度;  $l_n$ —评定长度

取样长度在轮廓总的走向上量取。在一个取样长度  $l$  范围内,一般应包含五个以上的轮廓峰和轮廓谷。表面越粗糙,取样长度就应越大。

#### 2. 评定长度

评定长度是指为了合理且较全面地反映整个表面的表面粗糙度特性,而在测量和评定表面粗糙度时所必需的一段长度,如图 5-2 所示。评定长度  $l_n$  可以包括一个或几个取样长度,一般情况下取  $l_n = 5l$ 。

取样长度和评定长度的推荐值见附表 5-1。

### 二、基准线

基准线是指评定表面粗糙度参数值时所取的基准。GB3505—83《表面粗糙度 术语

表面及其参数》规定下列中线作为基准线。

### 1. 轮廓的最小二乘中线

轮廓的最小二乘中线是指具有理想直线形状并划分被测轮廓的基准线(如图 5-3 所示),在取样长度内使轮廓上各点到该基准线的距离(轮廓偏距)的平方之和为最小。图中, $y_i$  为轮廓偏距( $i=1,2,\dots,n$ ),最小二乘中线使  $\sum_{i=1}^n y_i^2 = \min$ 。

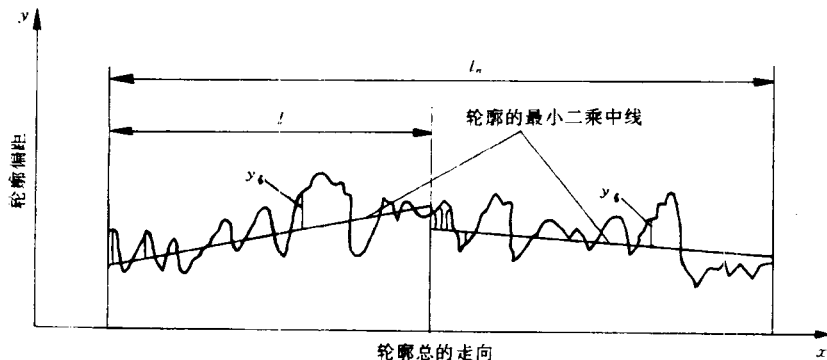


图 5-3 轮廓的最小二乘中线

### 2. 轮廓的算术平均中线

轮廓的算术平均中线是指具有理想直线形状并在取样长度内与轮廓走向一致的基准线(如图 5-4 所示),该基准线将轮廓划分为上下两部分,且使上部分的面积之和等于下部分的面积之和,即  $\sum_{i=1}^n F_i = \sum_{i=1}^n F'_i$ 。

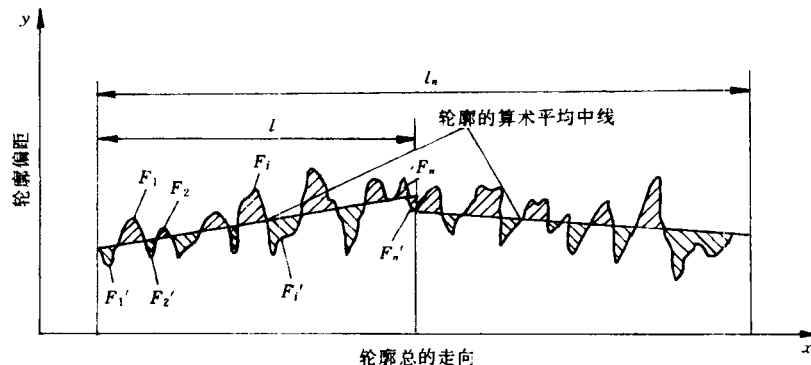


图 5-4 轮廓的算术平均中线

## 三、评定参数

表面粗糙度的评定参数按照微观不平度高度、间距和形状等三个方面的特性来划分。

### 1. 高度特性参数

#### (1) 轮廓算术平均偏差

轮廓算术平均偏差  $R_a$  是指在取样长度  $l$  内(图 5-5),被测轮廓上各点到基准线的距离  $y_i$  的绝对值的算术平均值。用公式表示为:

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y| dx \quad (5-1)$$

或近似为:

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i| \quad (5-2)$$

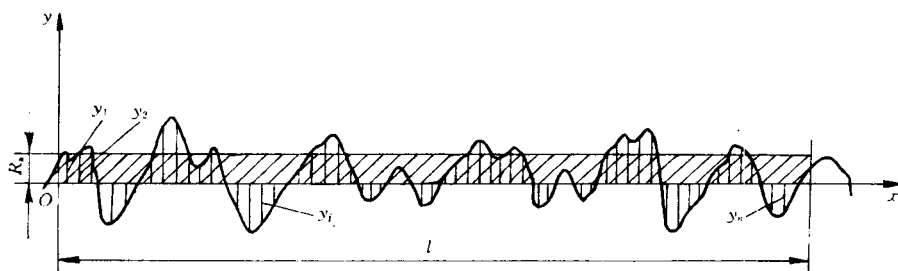


图 5-5 轮廓算术平均偏差  $R_a$  的确定

### (2) 微观不平度十点高度

微观不平度十点高度  $R_z$  是指在取样长度  $l$  内(图 5-6),被测轮廓上五个最大轮廓峰高  $y_{pi}$  的平均值与五个最大轮廓谷深  $y_{vi}$  的平均值之和。用公式表示为:

$$R_z = \frac{1}{5} \left( \sum_{i=1}^5 y_{pi} + \sum_{i=1}^5 y_{vi} \right) \quad (5-3)$$

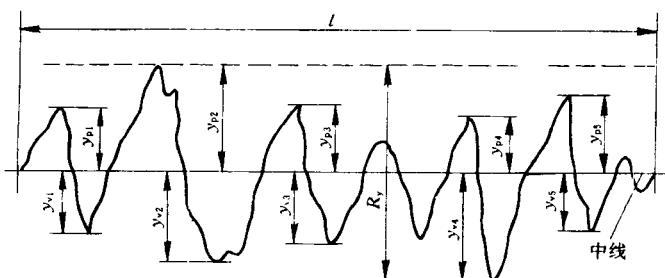


图 5-6 微观不平度十点高度  $R_z$  的确定

### (3) 轮廓最大高度

轮廓最大高度  $R_y$  是指在取样长度  $l$  内(图 5-6),被测轮廓的峰顶线与谷底线之间的距离。表征微观不平度高度特性的评定参数  $R_a$ 、 $R_z$ 、 $R_y$  的数值越大,则表面越粗糙。

## 2. 间距特性参数

### (1) 轮廓微观不平度的平均间距

参看图 5-7,含有一个轮廓峰和相邻轮廓谷的一段中线长度,称为轮廓微观不平度的间距(如  $S_{m1}, \dots, S_{mi}$  和  $S_{mn}$ )。轮廓微观不平度的平均间距  $S_m$  是指在取样长度  $l$  内,轮廓微观不平度间距的平均值。用公式表示为:

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi} \quad (5-4)$$

式中  $S_{mi}$ ——第  $i$  个轮廓微观不平度间距;

$n$ ——在取样长度  $l$  内所含的轮廓微观不平度间距的个数。

### (2) 轮廓单峰的平均间距



参看图 5-7, 两相邻单峰的最高点之间的距离投影在中线上的长度, 称为轮廓的单峰间距 (如  $S_1, \dots, S_i$  和  $S_n$ )。轮廓单峰的平均间距  $S$  是指在取样长度  $l$  内, 轮廓单峰间距的平均值。用公式表示为:

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i \quad (5-5)$$

式中  $S_i$ ——第  $i$  个轮廓单峰间距;

$n$ ——在取样长度  $l$  内所含的轮廓单峰的个数。

表征微观不平度间距特性的评定参数  $S_m, S$  的数值越大, 则表面越粗糙。

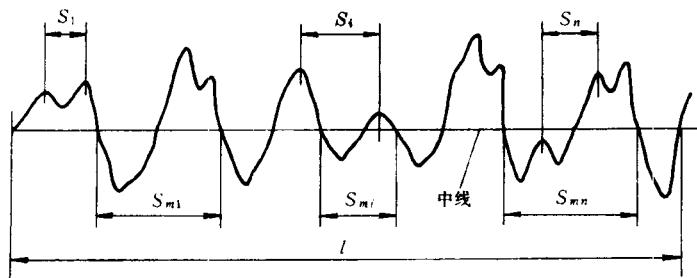


图 5-7 轮廓微观不平度间距和轮廓单峰间距的确定

### 3. 形状特性参数

微观不平度的形状特性用轮廓支承长度率表示。参看图 5-8, 在取样长度  $l$  内, 一条平行于中线的直线与轮廓相截, 所得各截线长度之和称为轮廓支承长度  $\eta_p$ ,

$$\eta_p = b_1 + b_2 + \dots + b_i + \dots + b_n = \sum_{i=1}^n b_i$$

轮廓支承长度率  $t_p$  是指轮廓支承长度  $\eta_p$  与取样长度  $l$  之比 (用百分比表示), 即

$$t_p = \frac{\eta_p}{l} = \frac{1}{l} \sum_{i=1}^n b_i \quad (5-6)$$

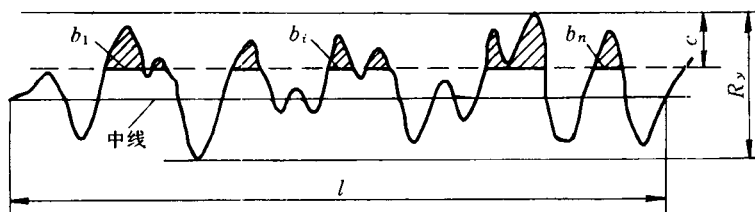


图 5-8 轮廓支承长度的确定

由图 5-8 可见, 轮廓支承长度  $\eta_p$  与平行于中线且从峰顶线向下所取的水平截距  $c$  有关。水平截距不同, 则在取样长度  $l$  内的轮廓支承长度  $\eta_p$  就不同, 因此相应的轮廓支承长度率  $t_p$  也不同。所以, 轮廓支承长度率  $t_p$  应该对应于水平截距  $c$  给出, 水平截距  $c$  用微米或用占轮廓最大高度  $R_p$  的百分比来表示。

轮廓支承长度率  $t_p$  与零件的实际轮廓形状有关, 是反映零件表面耐磨性能的指标。对于不同的实际轮廓形状, 在相同的取样长度内并给出相同的水平截距,  $t_p$  越大, 则表示零件表面凸起的实体部分就越大, 承载面积就越大, 因而接触刚度就越高, 耐磨性能就越好, 例如

图 5-9a 和图 5-9b 所示,前者耐磨性能较好,后者耐磨性能较差。

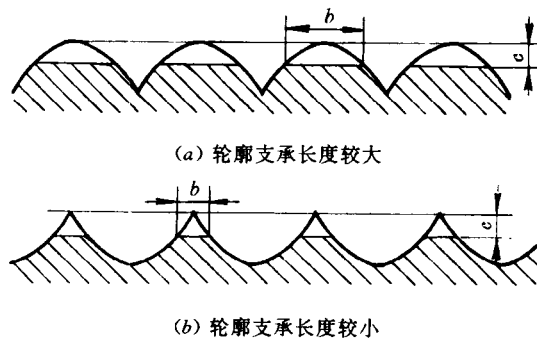


图 5-9 不同实际轮廓形状的支承长度

由图 5-9a 和图 5-9b 还可以看出,此时若采用高度特性参数和间距特性参数就很难区分两者表面粗糙度的差异,而采用形状特性参数就能加以区分。

### § 3 表面粗糙度评定参数及其数值的选择

表面粗糙度的各个评定参数和参数值的大小根据零件的功能要求和经济性来选择。

#### 一、评定参数的选择

表面粗糙度的三类特性评定参数中,最常采用的是高度特性参数。当只给出高度特性参数不能满足零件的功能要求时,才附加地给出间距特性参数或(和)形状特性参数。

在高度特性评定参数中, $R_a$ 的概念颇直观, $R_a$ 值反映实际轮廓微观几何形状特性的信息量大,而且 $R_a$ 值用触针式电动轮廓仪测量比较容易。因此对于光滑表面和半光滑表面,普遍采用 $R_a$ 作为评定参数。但由于触针式电动轮廓仪功能的限制,对于极光滑和极粗糙表面,不采用 $R_a$ 作为评定参数。

评定参数 $R_z$ 的概念较直观, $R_z$ 值通常用非接触式的光切显微镜测量。但由于 $R_z$ 值只反映取样长度内峰高和谷底的十个点,不能反映峰顶的尖锐或平钝的几何形状特性,因此 $R_z$ 值不如 $R_a$ 值反映的微观几何形状特性全面。

评定参数 $R_y$ 的概念简单, $R_y$ 值的测量简便,但 $R_y$ 值不及 $R_a$ 值或 $R_z$ 值反映的微观几何形状特性全面。 $R_y$ 与 $R_a$ 或 $R_z$ 联用,控制微观不平度的谷深,用来评定某些不允许出现较大加工痕迹和受交变应力作用的表面。此外,当被测表面狭小(在一个取样长度内不足五个最大轮廓峰高和五个最大轮廓谷深)而不宜采用 $R_a$ 或 $R_z$ 评定时,采用评定参数 $R_y$ 具有实际意义。

间距特性参数 $S_m$ 、 $S$ 和形状特性参数 $t_p$ 是为了更好地反映微观几何形状特性而规定的,例如对密封性要求高的表面可规定 $S_m$ 或 $S$ ;对耐磨性要求高的表面可规定 $t_p$ 。

#### 二、评定参数值的选用

表面粗糙度评定参数值可以从 GB/T1031—1995《表面粗糙度 参数及其数值》规定的参数值系列中选取。GB/T1031—1995 规定的数值见附表 5-2~5-5。选用时应优先采用第 1 系列中的数值。

合理选取表面粗糙度参数值的大小,对零件的工作性能和加工成本具有重要意义。选用原则如下:

- (1) 同一零件上,工作表面的表面粗糙度参数值应比非工作表面小(但 $t_p$ 值应大,以下同)。
- (2) 对于摩擦表面,相对运动速度高、单位面积压力大的表面,表面粗糙度参数值应小。
- (3) 承受交变应力作用的零件,在容易产生应力集中的部位,如圆角、沟槽处,表面粗糙度参数值应小。
- (4) 对于配合性质要求稳定的间隙较小的间隙配合和承受重载荷的过盈配合,它们的孔、轴表面粗糙度参数值应小。
- (5) 要求防腐蚀、密封性能好或外表美观的表面,表面粗糙度参数值应小。
- (6) 确定表面粗糙度参数值时,应注意它与形状公差值的协调,可参考表 5-1 所列按形状公差与尺寸公差的比值确定表面粗糙度参数值。尺寸的标准公差等级越高,则表面粗糙度参数值应越小。但尺寸的标准公差等级低的表面,其表面粗糙度要求不一定也低,如医疗器械、机床摇把等的表面对尺寸精度的要求不高,但却要求光滑。
- (7) 凡有关标准业已对表面粗糙度要求作出具体规定(例如与滚动轴承配合的轴颈和外壳孔的表面粗糙度),则应按该标准的规定确定表面粗糙度参数值的大小。

表 5-1 表面粗糙度参数值与尺寸公差值、形状公差值的一般关系

形状公差 $t$ 占尺寸公差 $T$ 的百分比 $t/T(\%)$	表面粗糙度参数值占尺寸公差值的百分比	
	$R_a/T(\%)$	$R_z/T(\%)$
约 60	$\leq 5$	$\leq 20$
约 40	$\leq 2.5$	$\leq 10$
约 25	$\leq 1.2$	$\leq 5$

选用表面粗糙度参数值,除有特殊要求的表面外,通常采用类比法。表 5-2 列出了不同表面粗糙度参数值的选用实例。

表 5-2 表面粗糙度选用实例

表面粗糙度参数 $R_a$ 值( $\mu\text{m}$ )	表面粗糙度参数 $R_z$ 值( $\mu\text{m}$ )	表面形状特征	应 用 举 例
$>40\sim80$	$>160\sim320$	粗 糙	表面粗糙度甚大的加工面,一般很少采用
$>20\sim40$	$>80\sim160$		
$>10\sim20$	$>40\sim80$		粗加工表面,应用范围较广,如轴端面、倒角、穿螺钉孔和铆钉孔的表面、垫圈的接触面等
$>5\sim10$	$>20\sim40$	半 光	半精加工面,支架,箱体,离合器、带轮侧面、凸轮侧面等非接触的自由表面,与螺栓头和铆钉头相接触的表面,所有轴和孔的退刀槽,一般遮板的结合面等
$>2.5\sim5$	$>10\sim20$		半精加工面,箱体、支架、盖面、套筒等与其他零件联接面没有配合要求的表面,需要发蓝的表面,需要滚花的预先加工面,主轴非接触的全部外表面等
$>1.25\sim2.5$	$>6.3\sim10$		基面及表面质量要求较高的表面,中型机床(普通精度)工作台面,组合机床主轴箱箱座和箱盖的结合面,中等尺寸带轮的工作表面,衬套、滑动轴承的压入孔,低速转动的轴颈

(续表)

表面粗糙度参数 $R_a$ 值( $\mu\text{m}$ )	表面粗糙度参数 $R_z$ 值( $\mu\text{m}$ )	表面形状特征		应 用 举 例
$>0.63\sim1.25$	$>3.2\sim6.3$	光	可辨加工痕迹的方向	中型机床(普通精度)滑动导轨面,导轨压板,圆柱销和圆锥销的表面,一般精度的分度盘,需镀铬抛光的外表面,中速转动的轴颈,定位销压入孔等
$>0.32\sim0.63$	$>1.6\sim3.2$		微辨加工痕迹的方向	中型机床(提高精度)滑动导轨面,滑动轴承轴瓦的工作表面,夹具定位元件和钻套的主要表面,曲轴和凸轮轴的轴颈的工作面,分度盘表面,高速工作下的轴颈及衬套的工作面等
$>0.16\sim0.32$	$>0.8\sim1.6$		不可辨加工痕迹的方向	精密机床主轴锥孔,顶尖圆锥面,直径小的精密心轴和转轴的结合面,活塞的活塞销孔,要求气密的表面和支承面
$>0.08\sim0.16$	$>0.4\sim0.8$	极 光	暗光泽面	精密机床主轴箱上与套筒配合的孔,仪器在使用中要承受摩擦的表面(例如导轨、槽面),液压传动用的孔的表面,阀的工作面,气缸内表面,活塞销的表面等
$>0.04\sim0.08$	$>0.2\sim0.4$		亮光泽面	特别精密的滚动轴承套圈滚道、钢球及滚子表面,量仪中的中等精度间隙配合零件的工作表面,工作量规的测量表面等
$>0.02\sim0.04$	$>0.1\sim0.2$		镜状光泽面	特别精密的滚动轴承套圈滚道、钢球及滚子表面,高压油泵中的柱塞和柱塞套的配合表面,保证高度气密的结合表面等
$>0.01\sim0.02$	$>0.05\sim0.1$		雾状镜面	仪器的测量表面,量仪中的高精度间隙配合零件的工作表面,尺寸超过100mm的量块工作表面等
$\nless 0.01$	$\nless 0.05$		镜 面	量块工作表面,高精度量仪的测量面,光学量仪中的金属镜面等

§ 4 表面粗糙度符号和代号及其注法

表面粗糙度的评定参数及其数值确定后,还应按 GB/T 131—93《机械制图 表面粗糙度符号、代号及其注法》的规定把表面粗糙度要求正确地标注在零件图上。在零件图上表示表面粗糙度的符号有三个,见图 5-10。

图 5-10a 为基本符号,表示表面可用任何方法获得。当不加注粗糙度参数值或有关说明(例如,表面处理、局部热处理状况等)时,基本符号仅适用于简化代号标注(见图 5-11)。图 5-10b 表示表面用去除材料的方法获得,例如车、铣、刨、磨、钻、抛光、剪切、腐蚀、电火花加工、气割等方法获得的表面。图 5-10c 表示表面用不去除材料的方法获得,例如铸、锻、冲压、热轧、冷轧、粉末冶金等方法获得的表面,或者是用于保持原供应状况的表面(包括保持上道工序的状况)。

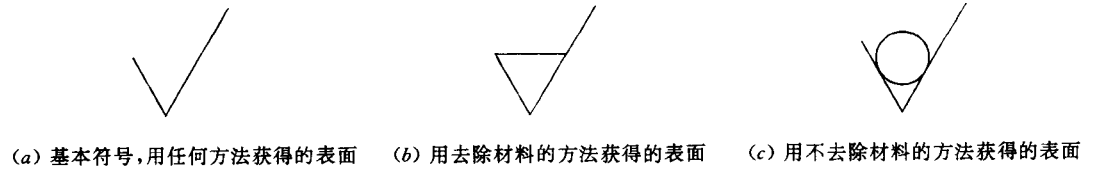


图 5-10 表面粗糙度符号

在上述三个符号的长边上均可加一横线,用于标注有关参数、加工要求和其他说明等。图 5-12 为表面粗糙度的各个特性参数及其数值和对零件表面的其他要求在表面粗糙度符

号中标注的位置,它们和表面粗糙度符号就构成表面粗糙度代号。

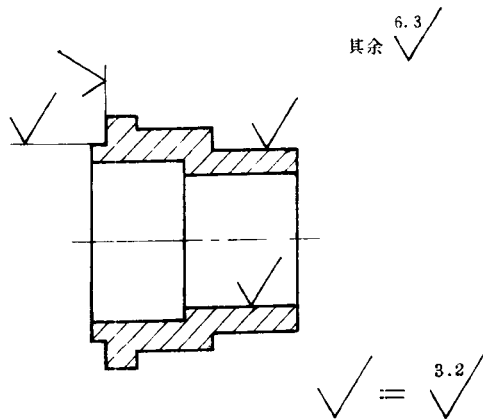


图 5-11 基本符号的简化代号标注

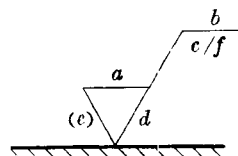


图 5-12 表面粗糙度代号和各种要求的标注位置

$a$  处标注表面粗糙度高度特性参数值,单位为  $\mu\text{m}$ 。采用  $R_a$  时,只标注  $R_a$  的数值;采用  $R_z$  或  $R_y$  时,除标注其数值外,还要在该数值前注出  $R_z$  或  $R_y$ 。

在图样上通常只标注表面粗糙度高度特性参数值。如果有其他要求或特殊要求,则按具体要求分别采用下列的规定进行标注。

$b$  处标注表面的最后一道工序的加工方法、镀涂或其他的表面处理方法。

$c$  处标注取样长度,单位为  $\text{mm}$ 。

$d$  处标注加工纹理方向。加工纹理方向的符号及注法见图 5-13,倘若这些符号不能清楚地表明所要求的纹理方向,则应在图样上用文字说明。

$e$  处标注加工余量,单位为  $\text{mm}$ 。

$f$  处标注表面粗糙度间距特性参数值( $\text{mm}$ )或形状特性参数值。

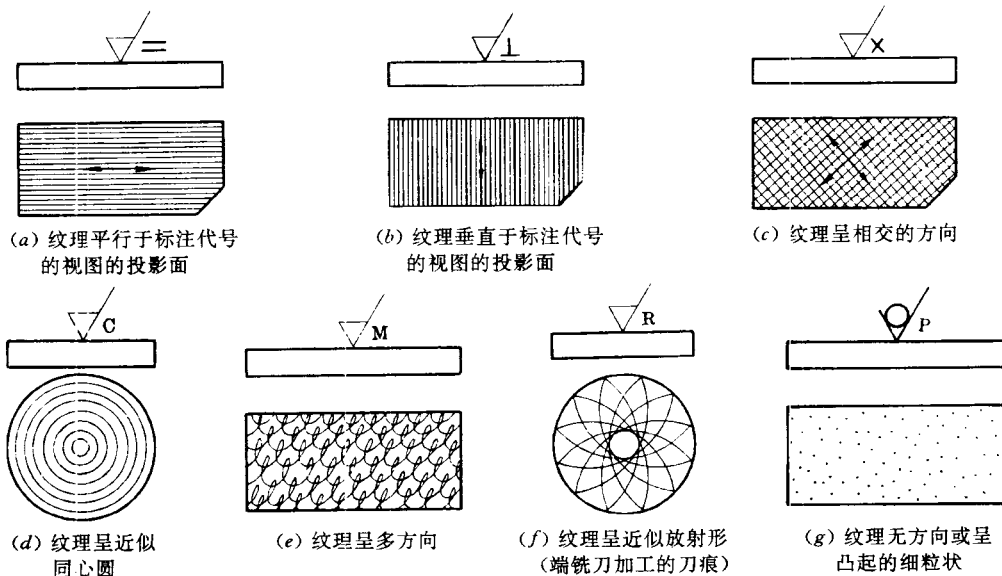


图 5-13 加工纹理方向符号标注图例

当零件所有的表面具有相同的表面粗糙度要求时,可以采用图 5-14a 所示的表面粗糙度符号,即在上述三个符号的长边加一条横线,并且在长边与横线的拐角处加上一个小圆。标注示例见图 5-14b。

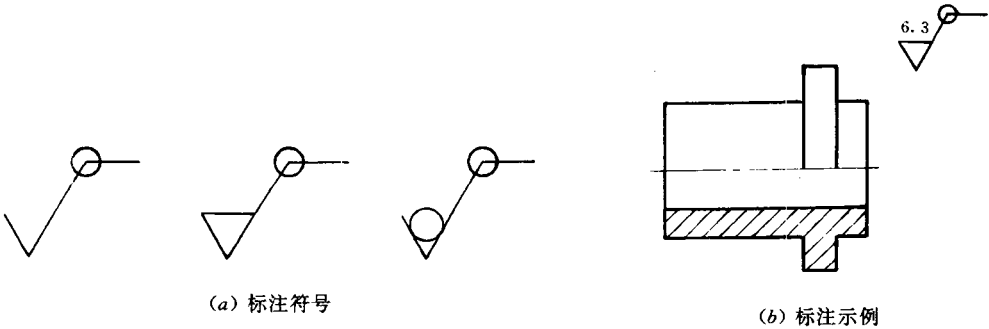


图 5-14 零件所有的表面具有相同要求的表面粗糙度符号

表面粗糙度代号中各种要求和数值的标注方法及其含义见表 5-3 所示。

对于给定表面粗糙度参数上限值的要求,如果表面粗糙度参数的所有实测值中大于规定的上限值的个数少于总数的 16%,则该表面是合格的。对于给定下限值的要求,如果表面粗糙度参数的所有实测值中小于规定的下限值的个数少于总数的 16%,则该表面是合格的。对于给定表面粗糙度参数最大值或最小值的要求,整个被测表面所有表面粗糙度参数实测值均不应超过图样上或技术文件中的规定值。

表 5-3 表面粗糙度代号标注示例

代 号	意 义	代 号	意 义
	用任何方法获得的表面的 $R_a$ 的最大值为 $3.2\mu\text{m}$		用去除材料方法获得的表面的 $R_a$ 的上限值为 $3.2\mu\text{m}$ , $R_y$ 的上限值为 $12.5\mu\text{m}$
	用不去除材料方法获得的表面的 $R_a$ 的上限值为 $3.2\mu\text{m}$		用去除材料方法获得的表面的 $R_a$ 的最大值为 $3.2\mu\text{m}$ , $R_a$ 的最小值为 $1.6\mu\text{m}$
	用去除材料方法获得的表面的 $R_a$ 的上限值为 $3.2\mu\text{m}$		用去除材料方法获得的表面的 $R_a$ 的最大值为 $3.2\mu\text{m}$ , $R_y$ 的最大值为 $12.5\mu\text{m}$
	用不去除材料方法获得的表面的 $R_z$ 的最大值为 $200\mu\text{m}$		最后用磨削的方法获得的表面的 $R_a$ 的最大值为 $1.6\mu\text{m}$ , 取样长度为 $0.8\text{mm}$ , 轮廓微观不平度平均间距 $S_m$ 不得超过 $0.050\text{mm}$ , 加工纹理方向平行于标注代号的视图的投影面
	用去除材料方法获得的表面的 $R_z$ 的上限值为 $3.2\mu\text{m}$ , $R_z$ 的下限值为 $1.6\mu\text{m}$		

在零件图上标注表面粗糙度代号时,代号的尖端指向可见轮廓线、尺寸线、尺寸界线或它们的延长线上,并且必须从材料外指向零件表面。图 5-15a 和图 5-15b 分别表示表面粗糙度代号在不同位置上的标注方法和在图样上标注的示例。零件所有的表面或某些表面具有相同要求的表面粗糙度代号标注在图样的右上角。

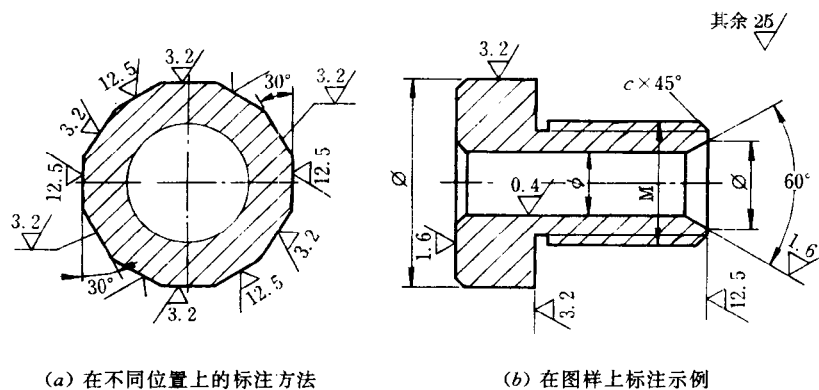


图 5-15 表面粗糙度代号标注示例

## § 5 表面粗糙度的检测

表面粗糙度的检测方法主要有比较法、触针法、光切法和干涉法。

### 1. 比较法

比较法是将被测零件表面与表面粗糙度样块直接进行比较,以确定实际被测表面的表面粗糙度合格与否的方法。所使用的表面粗糙度样块和被测零件两者的材料及表面加工纹理方向应尽量一致。也可从成品零件中挑选几个样品,经检定后作为表面粗糙度样块使用。

### 2. 触针法

触针法又称感触法或针描法,是一种接触测量表面粗糙度的方法。采用触针法制成的量仪称为触针式电动轮廓仪,它利用金刚石触针在被测零件表面上移动,该表面轮廓的微观不平度痕迹使触针在垂直于被测轮廓的方向产生上下位移,把这种位移量通过机械和电子装置加以放大,并经过处理,由量仪指示出表面粗糙度参数  $R_a$  值( $0.025 \sim 5 \mu\text{m}$ ),或者由量仪将放大的被测表面轮廓图形记录下来,按此记录图形计算  $R_a$  值或  $R_z$  值。

### 3. 光切法

光切法是利用光切原理测量表面粗糙度的方法。采用光切原理制成的量仪称为光切显微镜(又名双管显微镜)。光切法通常用于测量  $R_z$  值( $0.5 \sim 60 \mu\text{m}$ )和  $R_y$  值。

### 4. 干涉法

干涉法是利用光波干涉原理测量表面粗糙度的方法。采用光波干涉原理制成的量仪称为干涉显微镜,它通常用于测量极光滑表面的  $R_a$  值( $0.025 \sim 0.8 \mu\text{m}$ )。

## 第六章 滚动轴承的公差与配合

滚动轴承是由专业化的滚动轴承制造厂生产的高精度标准部件,是机器上广泛使用的支承部件。按承受负荷的方向,滚动轴承可分为主要承受径向负荷的向心轴承、同时承受径向和轴向负荷的角接触轴承及仅承受轴向负荷的推力轴承。按滚动体的形状,滚动轴承可分为球轴承、圆柱滚子轴承、圆锥滚子轴承和滚针轴承。

本课程仅讨论滚动轴承在使用上的有关内容,如滚动轴承的公差等级,滚动轴承与轴颈、外壳孔的配合的选择和轴颈、外壳孔的几何精度设计等。为了使轴颈和外壳孔的几何精度设计规范化,我国发布了有关的国家标准,如 GB/T 307.1—94《向心轴承 公差》、GB/T 307.3—1996《滚动轴承 一般技术要求》和 GB/T 275—93《滚动轴承与轴和外壳的配合》等。

### § 1 滚动轴承的互换性和公差等级

#### 一、滚动轴承的互换性

滚动轴承的基本结构如图 6-1 所示,一般由外圈 1、内圈 2、滚动体(钢球或滚子)3 和保持架 4 组成。公称内径为  $d$  的轴承内圈与轴颈 5 配合,公称外径为  $D$  的轴承外圈与外壳 6 的孔配合。通常,内圈与轴颈一起旋转,外圈与外壳孔固定不动。但也有些机器的部分结构中要求外圈与外壳孔一起旋转,而内圈与轴颈固定不动。

为了便于在机器上安装轴承和从机器上更换新轴承,轴承内圈内孔和外圈外圆柱面应具有完全互换性。除此之外,基于技术经济上的考虑,对于轴承的装配,组成轴承的零件某些部位,可以不具有完全互换性,而仅具有不完全互换性。

滚动轴承安装在机器

上工作时应保证轴承的工作性能,因此必须满足下列两项要求。

#### 1. 必要的旋转精度

轴承工作时轴承的内、外圈和端面的跳动应控制在允许的范围,以保证传动零件的回转精度。

#### 2. 合适的游隙

滚动体与内、外圈之间的游隙分为径向游隙  $\delta_1$  和轴向游隙  $\delta_2$ (图 6-2)。轴承工作时这两种游隙的大小皆应保持在合适的范围内,以保证轴承正常运转,寿命长。

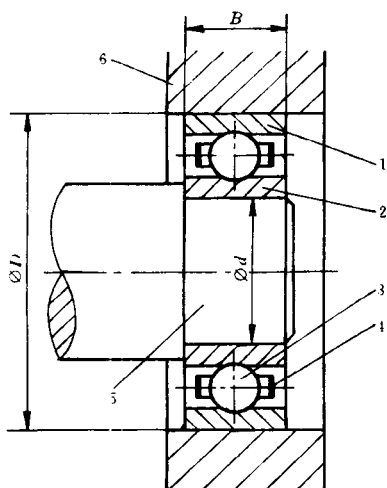


图 6-1 滚动轴承

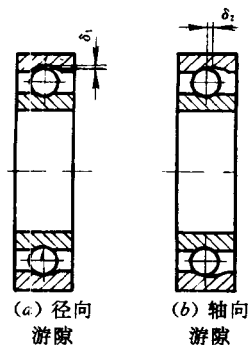


图 6-2 滚动轴承的游隙



## 二、滚动轴承的公差等级及其应用

### 1. 滚动轴承的公差等级

滚动轴承的公差等级由轴承的尺寸公差和旋转精度决定。前者是指轴承内径  $d$ 、外径  $D$ 、宽度  $B$  等的尺寸公差。后者是指轴承内、外圈作相对转动时跳动的程度,包括成套轴承内、外圈的径向跳动,成套轴承内、外圈端面对滚道的跳动,内圈基准端面对内孔的跳动等。

根据滚动轴承的尺寸公差和旋转精度,GB/T 307.3—1996《滚动轴承 一般技术条件》把轴承加以分级。其中,向心轴承的公差等级分为 2、4、5、6、0 五级,圆锥滚子轴承的公差等级分为 4、5、6x、0 四级,它们依次由高到低,2 级最高,0 级最低。仅向心轴承有 2 级,而其他类型的轴承则无 2 级。圆锥滚子轴承有 6x 级,而无 6 级。6x 级轴承与 6 级轴承的内径公差、外径公差和径向跳动公差均分别相同,仅前者装配宽度要求较为严格。

2 级和 0 级轴承内圈内径公差数值分别与 GB/T1800.3—1998 中 IT3 和 IT5 的公差数值相近,而外圈外径公差数值分别与 IT2 和 IT5 的公差数值相近。

### 2. 各个公差等级的滚动轴承的应用

0 级轴承是普通级轴承,在各种机器上的应用最广。它用于对旋转精度和运转平稳性要求不高的一般旋转机构中,例如,减速器的旋转机构,普通机床的变速、进给机构,汽车、拖拉机的变速机构,普通电机、水泵、压缩机的旋转机构等。

6、5、4 级轴承应用在旋转精度和运转平稳性要求较高或转速较高的旋转机构中。其中 6 级、5 级轴承多用于比较精密的机床和机器中,例如普通车床主轴的前轴承采用 5 级轴承、后轴承多采用 6 级轴承。4 级轴承多用于转速很高或旋转精度要求很高的机床和机器的旋转机构中,例如高精度磨床和车床、精密螺纹车床和磨齿机等的主轴轴承多采用 4 级轴承。

2 级轴承应用在精密机械的旋转机构中,例如精密坐标镗床的主轴轴承、高精度齿轮磨床以及数控机床的主轴轴承多采用 2 级轴承。

## § 2 滚动轴承内、外径公差带与对应轴颈、外壳孔公差带

### 一、滚动轴承内、外径公差带的特点

滚动轴承内圈与轴颈的配合应采用基孔制,外圈与外壳孔的配合应采用基轴制。

轴承内圈与轴一起旋转时,为了防止内圈与轴颈的配合面相对滑动而使配合面产生磨损,影响轴承的工作性能,因此要求配合面间有少量的过盈(因为不传递载荷或转矩)。此外,轴承内、外圈因为是薄壁零件,过盈较大会使它们产生较大的变形,影响轴承内部的游隙。GB/T 307.1—94《滚动轴承 公差》规定:内圈基准孔公差带位于以公称内径  $d$  为零线的下方,且上偏差为零(见图 6-3)。这种特殊的基准孔公差带与从 GB/T1800.4—1999 中选取的基本偏差代号为 k、m、n 等的轴颈公差带形成的内圈与轴颈的配合为具有小过盈的配合。这样形成的配合,相应地比 GB/T1800.4—1999 中基本偏差代号为 k、m、n 等的轴颈公差带与基本

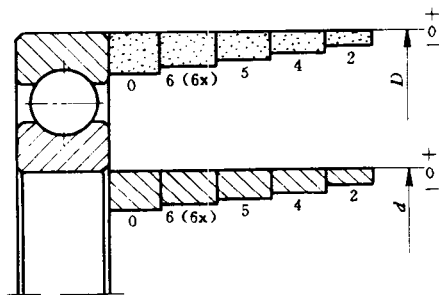


图 6-3 滚动轴承内、外径公差带

偏差代号为 H 的基准孔公差带形成的配合有不同程度的偏紧。

轴承外圈安装在机器外壳孔中。机器工作时,温度会升高而使轴热胀。若外圈不旋转,则可将外圈与外壳孔配合得稍为松一点,使之能补偿轴的热膨胀微量伸长量,不然轴会弯曲,轴承内、外圈中间的滚动体就有可能卡死。GB/T307.1—94 规定:轴承外圈外圆柱面公差带位于以公称外径  $D$  为零线的下方,且上偏差为零(见图 6-3)。该公差带的基本偏差与一般基轴制配合的基准轴的公差带的基本偏差(其代号为  $h$ )相同,但这两种公差带的公差数值不相同。因此,外壳孔公差带从 GB/T1800.4—1999 中的常用孔公差带中选取,它们与轴承外圈外圆柱面公差带形成的配合,基本上保持 GB/T1801—1999 中同名配合的配合性质。

薄壁零件型的轴承内、外圈无论在制造过程中或在自由状态下都容易变形,但当轴承与形状正确的轴颈、外壳孔装配后,这种变形容易得到矫正。因此,GB/T307.1—94 规定,在轴承内、外圈任一横截面内测得的最大与最小直径平均值对公称直径的实际偏差分别在内、外径公差带内,就认为合格。

## 二、与滚动轴承配合的轴颈和外壳孔的常用公差带

由于滚动轴承内圈内径和外圈外径的公差带在生产轴承时业已确定,因此轴承在使用时,它与轴颈和外壳孔的配合面间所需要的配合性质要由轴颈和外壳孔的公差带确定。为了实现各种松紧程度的配合性质要求,GB/T275—93《滚动轴承与轴和外壳的配合》规定了 0 级和 6 级轴承与轴颈和外壳孔配合时轴颈和外壳孔的常用公差带。该标准对轴颈规定了 17 种公差带(见图 6-4),对外壳孔规定了 16 种公差带(见图 6-5)。这些公差带分别采用 GB/T1800.4—1999 中的轴公差带和孔公差带。

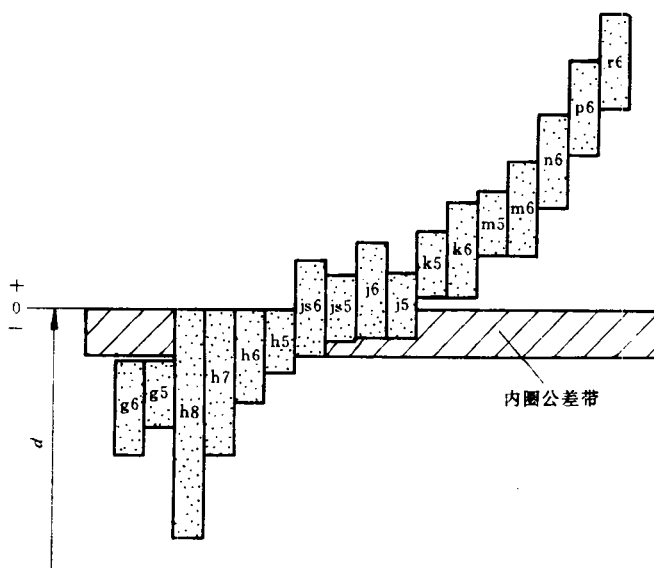


图 6-4 与滚动轴承配合的轴颈的常用公差带

从图 6-4 可见,轴承内圈与轴颈的配合比 GB/T1801—1999 中基孔制同名配合偏紧一些,  $h5$ 、 $h6$ 、 $h7$ 、 $h8$  轴颈与轴承内圈的配合已变成过渡配合,  $k5$ 、 $k6$ 、 $m5$ 、 $m6$ 、 $n6$  轴颈与轴承内圈的配合已变成过盈较小的过盈配合,其余的也有所偏紧。

从图 6-5 可见,轴承外圈与外壳孔的配合跟 GB/T1801—1999 中基轴制同名配合相比较,配合性质基本一致。

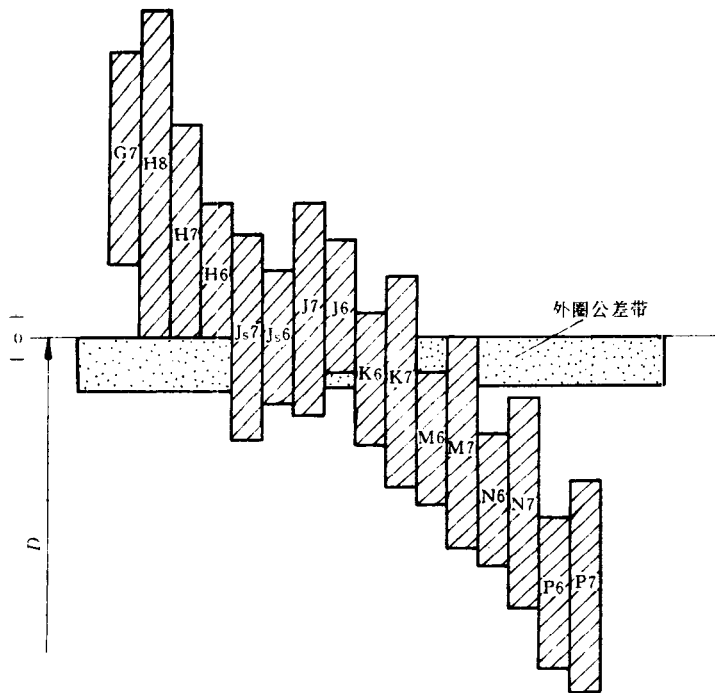


图 6-5 与滚动轴承配合的外壳孔的常用公差带

### § 3 滚动轴承与轴颈、外壳孔配合的选择及所考虑的主要因素

选择滚动轴承与轴颈、外壳孔的配合时应考虑的主要因素如下。

#### 一、轴承套圈相对于负荷方向的运转状态

作用在轴承上的径向负荷,可以是定向负荷(如带轮的拉力或齿轮的作用力)或旋转负荷(如机件的转动离心力),或者是两者的合成负荷。它的作用方向与轴承套圈(内圈或外圈)存在着以下三种关系。

##### 1. 套圈相对于负荷方向固定

当径向负荷的作用线相对于轴承套圈不旋转,或者套圈相对于径向负荷的作用线不旋转时,该径向负荷始终作用在套圈滚道的某一局部区域上,这表示该套圈相对于负荷方向固定。内圈相对于负荷方向固定的运转状态称为固定的内圈负荷。外圈相对于负荷方向固定的运转状态称为固定的外圈负荷。例如图 6-6a 和图 6-6b 所示,轴承承受一个方向和大小均不变的径向负荷  $F_r$ ,图 a 中的不旋转外圈和图 b 中的不旋转内圈皆相对于径向负荷  $F_r$  方向固定,前者称为固定的外圈负荷,后者称为固定的内圈负荷。像减速器转轴两端的滚动轴承的外圈,汽车、拖拉机车轮轮毂中滚动轴承的内圈,都是套圈相对于负荷方向固定的实例。

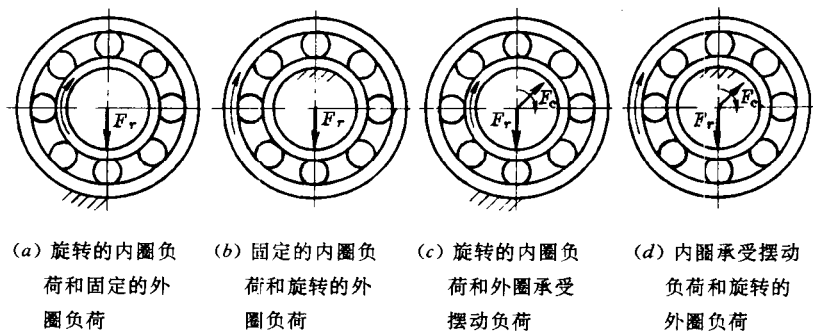


图 6-6 轴承套圈相对于负荷方向的运转状态

### 2. 套圈相对于负荷方向旋转

当径向负荷的作用线相对于轴承套圈旋转,或者套圈相对于径向负荷的作用线旋转时,该径向负荷就依次作用在套圈整个滚道的各个部位上,这表示该套圈相对于负荷方向旋转。内圈相对于负荷旋转的运转状态称为旋转的内圈负荷。外圈相对于负荷旋转的运转状态称为旋转的外圈负荷。例如图 6-6a 中的旋转内圈和图 6-6b 中的旋转外圈皆相对于径向负荷  $F_r$  方向旋转,前者称为旋转的内圈负荷,后者称为旋转的外圈负荷。像减速器转轴两端的滚动轴承的内圈,汽车、拖拉机车轮轮毂中滚动轴承的外圈,都是套圈相对于负荷方向旋转的实例。

为了保证套圈滚道的磨损均匀,相对于负荷方向固定的套圈与轴颈或外壳孔的配合应稍松些,以便在摩擦力矩的带动下,它们可以作非常缓慢的相对滑动,从而避免套圈滚道局部磨损。相对于负荷方向旋转的套圈与轴颈或外壳孔的配合应保证它们能固定成一体,以避免它们产生相对滑动,从而实现套圈滚道均匀磨损。这样选择配合就能提高轴承的使用寿命。

### 3. 套圈相对于负荷方向摆动

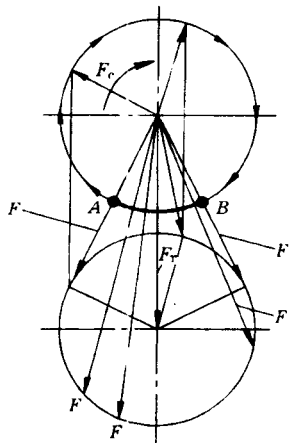


图 6-7 摆动负荷

当大小和方向按一定规律变化的径向负荷依次往复地作用在套圈滚道的一段区域上时,这表示该套圈相对于负荷方向摆动。例如图 6-6c 和图 6-6d 所示,轴承套圈承受一个大小和方向均固定的径向负荷  $F_r$  和一个旋转的径向负荷  $F_t$  (它的方向是转动的),两者合成的径向负荷的大小将由小逐渐增大,再由大逐渐减小,周而复始地周期性变化,这样的径向负荷称为摆动负荷。当  $F_r > F_t$  时(图 6-7),按照向量合成的平行四边形法则,  $F_r$  与  $F_t$  的合成负荷  $F$  就在 AB 区域内摆动。那么,不旋转的套圈就相对于负荷  $F$  的方向摆动,而旋转的套圈就相对于负荷  $F$  的方向旋转。当  $F_r < F_t$  时,  $F_r$  与  $F_t$  的合成负荷则沿整个圆周变动,因此不旋转的套圈就相对于合成负荷的方向旋转,而旋转的套圈则相对于合成负荷的方向摆动。

轴承套圈相对于负荷方向的运转状态不同,该套圈与轴颈或外壳孔的配合的松紧程度也应不同。

当套圈相对于负荷方向固定时,该套圈与轴颈或外壳孔的配合应稍松些,一般选用具有

平均间隙较小的过渡配合或具有极小间隙的间隙配合。

当套圈相对负荷方向旋转时,该套圈与轴颈或外壳孔的配合应较紧,一般选用过盈小的过盈配合或过盈概率大的过渡配合。必要时,过盈的大小可以通过计算确定。

当套圈相对于负荷方向摆动时,该套圈与轴颈或外壳孔的配合的松紧程度,一般与套圈相对于负荷方向旋转时选用的配合相同,或稍松一些。

## 二、负荷的大小

轴承与轴颈、外壳孔的配合的松紧程度跟负荷的大小有关。对于向心轴承,GB/T275—93 按其径向当量动负荷  $P_r$  与径向额定动负荷  $C_r$  的比值将负荷状态分为轻负荷、正常负荷和重负荷三类,见表 6-1。

表 6-1 向心轴承负荷状态分类

负荷状态	$P_r/C_r$
轻负荷	$\leq 0.07$
正常负荷	$> 0.07 \sim 0.15$
重负荷	$> 0.15$

$P_r$  和  $C_r$  的数值分别由计算公式求出和轴承产品样本查出。

轴承在重负荷作用下,套圈容易产生变形,因而使该套圈与轴颈或外壳孔配合的实际过盈减小而可能引起松动,影响轴承的工作性能。因此,承受轻负荷、正常负荷、重负荷的轴承与轴颈或外壳孔的配合应依次越来越紧。

## 三、径向游隙

按 GB/T 4604—93《滚动轴承 径向游隙》,轴承的径向游隙共分五组,即:第 2 组,0 组,第 3、4、5 组。游隙的大小依次由小到大。

游隙过大,就会使转轴产生较大的径向跳动和轴向跳动,从而使轴承产生较大的振动和噪声。游隙过小,若轴承与轴颈、外壳孔的配合为过盈配合,则会使轴承中滚动体与套圈产生较大的接触应力,并增加轴承摩擦发热,以致降低轴承寿命。因此,游隙的大小应适度。

如果轴承具有 0 组游隙,在常温状态的一般条件下工作,则轴承与轴颈、外壳孔配合的过盈应恰当。通常,市场上供应的轴承若无游隙标记,则这是指 0 组游隙。若轴承具有的游隙比 0 组大,在特别条件下工作时(如内圈和外圈温差较大,或内圈与轴颈间、外圈与外壳孔间都要求有过盈等),则配合的过盈应较大。若轴承具有的游隙比 0 组小,在轻负荷下工作,要求噪声和振动小,或要求旋转精度较高时,则配合的过盈应较小。

## 四、轴承的轴向游动

轴承组件在运转时容易受热而使轴作微量伸长。为了避免安装着不可分离型轴承的轴因受热伸长而产生弯曲,应使轴能够自由地轴向游动,因此轴承外圈与固定的外壳孔的配合应选松些,并在外圈端面与端盖端面之间留有适当的轴向间隙,以允许轴带着轴承一起作轴向游动。

五、其他因素

轴承工作时,由于摩擦发热和其他热源的影响,套圈的温度会高于相配合零件的温度。内圈的热膨胀会引起它与轴颈的配合变松,而外圈的热膨胀则会引起它与外壳孔的配合变紧。因此,轴承工作温度高于 100℃ 时,应对所选择的配合作适当的修正。

当轴承的旋转速度较高,又在冲击振动负荷下工作时,轴承与轴颈、外壳孔的配合最好都选用过盈配合。

剖分式外壳和整体式外壳上孔与轴承外圈的配合的松紧有差异,前者应松些,以避免夹扁外圈。

§ 4 轴颈和外壳孔几何精度的确定

轴颈和外壳孔的几何精度包括它们的尺寸的标准公差等级和基本偏差(公差带)、形位公差以及表面粗糙度参数值。GB/T 275—93 对与 0 级和 6 级滚动轴承配合的轴颈和外壳孔所要求的几何精度作了如下的具体规定。

一、轴颈和外壳孔的公差带

对轴承的旋转精度和运动平稳性无特殊要求,轴承游隙为 0 组游隙,轴为实心或厚壁空心钢制轴,外壳(箱体)为铸钢件或铸铁件,轴承的工作温度不超过 100℃ 时,确定轴颈和外壳孔的公差带可参考表 6-2、6-3,按照表列条件,进行选择。

表 6-2 与向心轴承配合的轴颈的公差带

运 转 状 态		负 荷 状 态	深沟球轴承, 调心球轴承和 角接触球轴承	圆柱滚子轴 承和圆锥滚子 轴承	调心滚子轴承	公 差 带
说 明	举 例		轴 承 公 称 内 径 (mm)			
旋转的内圈负 荷及摆动负荷	一般通用机械、电 动机、机床主轴、泵、 内燃机、正齿轮传动 装置、铁路机车车辆 轴箱、破碎机等	轻 负 荷	≤18	—	—	h5
			>18~100	≤40	≤40	j6 <sup>①</sup>
			>100~200	>40~140	>40~140	k6 <sup>①</sup>
			—	>140~200	>140~200	m6 <sup>①</sup>
		正 常 负 荷	≤18	—	—	j5、js5
			>18~100	≤40	≤40	k5 <sup>②</sup>
			>100~140	>40~100	>40~65	m5 <sup>②</sup>
			>140~200	>100~140	>65~100	m6
			>200~280	>140~200	>100~140	n6
			—	>200~400	>140~280	p6
			—	—	>280~500	r6
		重 负 荷		>50~140	>50~100	n6 <sup>③</sup>
				>140~200	>100~140	p6
				>200	>140~200	r6
				—	>200	r7

(续表)

运 转 状 态		负 荷 状 态	深沟球轴承、 调心球轴承和 角接触球轴承	圆柱滚子轴 承和圆锥滚子 轴承	调心滚子轴承	公 差 带
说 明	举 例		轴 承 公 称 内 径 (mm)			
固定的 内圈负荷	静止轴上的各种 轮子、张紧轮、绳轮、 振动筛、惯性振动器	所有负 荷	所 有 尺 寸			f6 <sup>①</sup> g6 h6 j6
仅有轴向负荷			所 有 尺 寸			j6、js6

注：① 对精度有较高要求的场合，应该选用 j5、k5、m5、f5 以分别代替 j6、k6、m6、f6。  
② 圆锥滚子轴承、角接触球轴承配合对游隙的影响不大，可以选用 k6、m6 分别代替 k5、m5。  
③ 重负荷下轴承游隙应选用大于 0 组的游隙。

表 6-3 与向心轴承配合的外壳孔的公差带

运 转 状 态		负 荷 状 态	其 他 状 况		公差带 <sup>①</sup>	
说 明	举 例				球轴承	滚子轴承
固 定 的 外圈负荷	一般机械、铁 路机车车辆轴 箱、电动机、泵、 曲轴主轴承	轻、正常、重负荷	轴向容 易移动	轴处于高温度下工作	G7	
				采用剖分式外壳	H7	
冲击负荷		轴向能移动,采用整体式或剖 分式外壳	J7、JS7			
轻、正常负荷						
正常、重负荷					K7	
冲击负荷					M7	
摆 动 负 荷	张紧滑轮、轮 毂轴承	轻负荷	轴向不移动,采用整体式壳	J7	K7	
		正常负荷		K7、M7	M7、N7	
		重负荷		—	N7、P7	

注：① 并列公差带随尺寸的增大从左至右选择；对旋转精度要求较高时，可相应提高一个标准公差等级。

二、轴颈和外壳孔的形位公差与表面粗糙度要求

轴颈和外壳孔的公差带确定以后，为了保证轴承的工作性能，还应对它们分别规定形位公差和表面粗糙度参数值，这些可参照附表 6-1、6-2 选取。

为了保证轴承与轴颈、外壳孔的配合性质，轴颈和外壳孔应分别采用包容要求和最大实体要求的零形位公差。对于轴颈，在采用包容要求⑥的同时，为了保证同一根轴上两个轴颈的同轴度精度，还应规定这两个轴颈的轴线分别对它们的公共轴线的同轴度公差（图样标注如图 4-63 所示的径向圆跳动公差）。对于外壳上支承同一根轴的两个孔，应按关联要素采用最大实体要求的零形位公差 $\varnothing 0 \text{ (M)}$ ，来规定这两个孔的轴线分别对它们的公共轴线的同轴度公差（图样标注如图 10-48 所示），以同时保证指定的配合性质和同轴度精度。

此外，无论轴颈或外壳孔若存在较大的形状误差，则轴承与它们安装后，套圈会因此而产生变形，这就必须对轴颈和外壳孔规定严格的圆柱度公差。

轴肩和外壳孔肩的端面是安装轴承的轴向定位面，若它们存在较大的垂直度误差，则

轴承安装后会产生歪斜,因此应规定轴肩和外壳孔肩的端面对基准轴线的端面圆跳动公差。

### 三、轴颈和外壳孔几何精度设计举例

现以第一章图 1-1 所示斜齿圆柱齿轮减速器输出轴上的圆锥滚子轴承为例,说明如何确定与该轴承配合的轴颈和外壳孔的各项公差及它们在图样上的标注。

已知减速器的功率为 5kW,输出轴转速为 83r/min,其两端的轴承为 30211 圆锥滚子轴承( $d=55\text{mm}$ ,  $D=100\text{mm}$ )。从动齿轮齿数  $z=79$ ,法向模数  $m_n=3\text{mm}$ ,标准压力角  $\alpha_n=20^\circ$ ,分度圆螺旋角  $\beta=8^\circ6'34''$ 。试确定轴颈和外壳孔的公差带代号(尺寸极限偏差)、形位公差值和表面粗糙度参数值,并将它们分别标注在装配图和零件图上。

**解**

① 减速器属于一般机械,轴的转速不高,所以选用 0 级轴承。

② 该轴承承受定向的径向负荷的作用,内圈与轴一起旋转,外圈安装在剖分式外壳的孔中,不旋转。因此,内圈相对于负荷方向旋转,它与轴颈的配合应较紧;外圈相对于负荷方向固定,它与外壳孔的配合应较松。

③ 按照该轴承的工作条件,由《机械设计》教材和《机械工程手册第 29 篇 轴承》一书的计算公式,并经计量单位换算,求得该轴承的径向当量动负荷  $P_r$  为 2401N,查得 30211 轴承的径向额定动负荷  $C_r$  为 86410N,所以  $P_r/C_r=0.028$ ,小于 0.07。故该轴承负荷状态属于轻负荷。此外,减速器工作时该轴承有时承受冲击负荷。

④ 按轴承工作条件从表 6-2、6-3 分别选取轴颈公差带为  $\phi 55k6$ (基孔制配合),外壳孔公差带为  $\phi 100J7$ (基轴制配合)。

⑤ 按附表 6-1 选取形位公差值:轴颈圆柱度公差 0.005mm,轴肩端面圆跳动公差 0.015mm;外壳孔圆柱度公差 0.01mm。

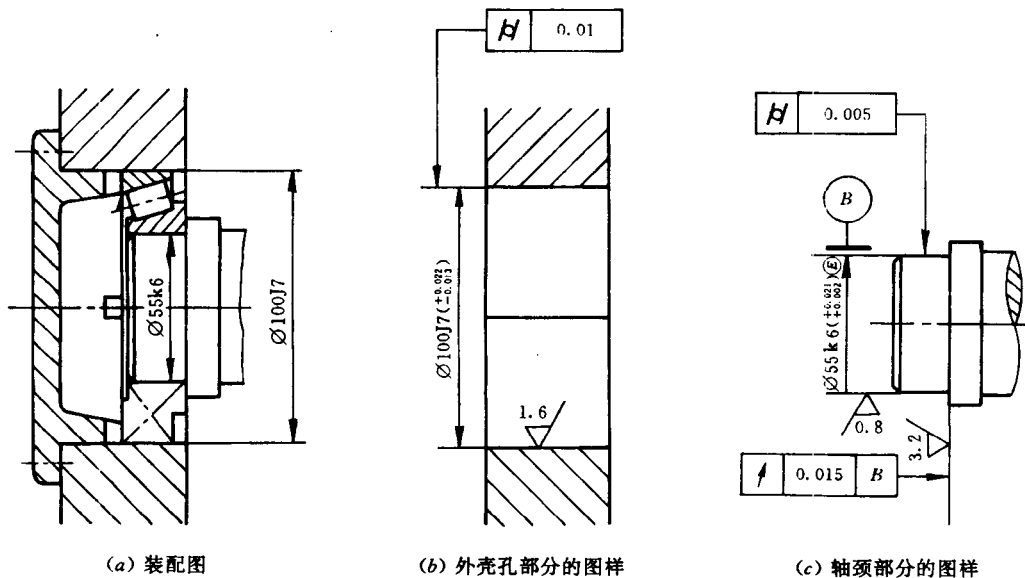


图 6-8 轴颈和外壳孔公差在图样上标注示例



⑥ 按附表 6-2 选取轴颈和外壳孔的表面粗糙度参数值:轴颈  $R_a$  的上限值为  $0.8\mu\text{m}$ ,轴肩端面  $R_a$  的上限值为  $3.2\mu\text{m}$ ;外壳孔  $R_a$  的上限值为  $1.6\mu\text{m}$ 。

⑦ 将确定好的上述各项公差标注在图样上,见图 6-8(亦参看图 4-64、图 10-48)。由于滚动轴承是外购的标准部件,因此,在装配图上只需注出轴颈和外壳孔的公差带代号。

## 第七章 孔与轴的检测

孔、轴实际尺寸通常使用普通计量器具按两点法进行测量,测量结果获得的是孔、轴实际尺寸的具体数值。

孔、轴实际尺寸和形状误差的综合结果可以使用光滑极限量规进行检验,检验的结果可以判断实际孔、轴合格与否,但不能获得孔、轴实际尺寸和形状误差的具体数值。量规的使用极为方便,检验效率高,因而在生产中得到广泛应用。

我国有关孔、轴的检测标准有:GB1957—81《光滑极限量规》和 GB/T 3177—1997《光滑工件尺寸的检验》,它们是贯彻执行孔、轴《极限与配合》国家标准的技术保证。

### § 1 光滑极限量规

#### 一、光滑极限量规的功用和分类

孔和轴采用包容要求时,它们应该使用光滑极限量规来检验。光滑极限量规有通规和止规,如图 7-1 所示。通规用来模拟最大实体边界,检验孔或轴的实际轮廓(实际尺寸和形状误差的综合结果)是否超出最大实体边界,即检验孔或轴的体外作用尺寸是否超出最大实体尺寸。止规用来检验孔或轴的实际尺寸是否超出最小实体尺寸。检验孔的量规称为塞规。检验轴的量规称为环规或卡规。

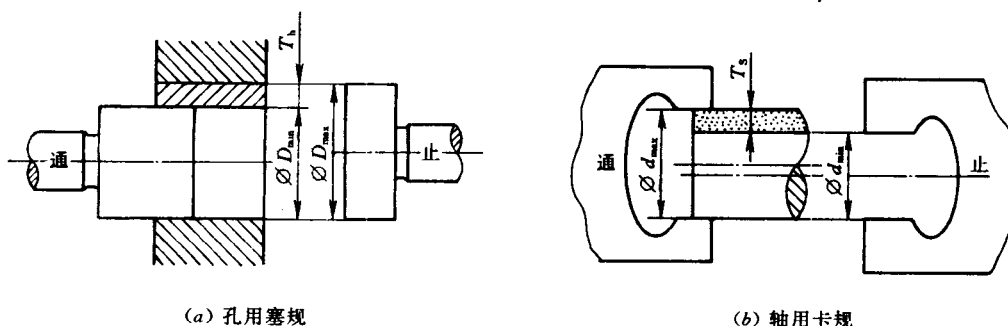


图 7-1 光滑极限量规通规和止规

量规按用途可分为:

**工作量规:**指在零件制造过程中,操作者所使用的量规。操作者应该使用新的或磨损较少的量规。

**验收量规:**指在验收零件时,检验人员或用户代表所使用的量规。验收量规一般不另行制造,检验人员应该使用与操作者所用相同类型且已磨损较多但未超过磨损极限的通规。这样,由操作者自检合格的零件,检验人员验收时也一定合格。

**校对量规:**指用以检验工作量规或验收量规的量规。孔用量规(塞规)使用指示式计量器

具器测量很方便,不需要校对量规。所以,只有轴用量规(环规、卡规)才使用校对量规(塞规)。

## 二、光滑极限量规的设计原理

设计光滑极限量规时,应遵守泰勒原则(极限尺寸判断原则)的规定。泰勒原则(图 7-2)是指孔或轴的实际尺寸和形状误差综合形成的体外作用尺寸( $D_{fe}$ 或 $d_{fe}$ )不允许超出最大实体尺寸( $D_M$ 或 $d_M$ ),在孔或轴任何位置上的实际尺寸( $D_s$ 或 $d_s$ )不允许超出最小实体尺寸( $D_L$ 或 $d_L$ )。即:

对于孔

$$D_{fe} \geq D_{min} \quad \text{且} \quad D_s \leq D_{max}$$

对于轴

$$d_{fe} \leq d_{max} \quad \text{且} \quad d_s \geq d_{min}$$

式中  $D_{max}$  与  $D_{min}$ ——孔的最大与最小极限尺寸(孔的最小与最大实体尺寸);

$d_{max}$  与  $d_{min}$ ——轴的最大与最小极限尺寸(轴的最大与最小实体尺寸)。

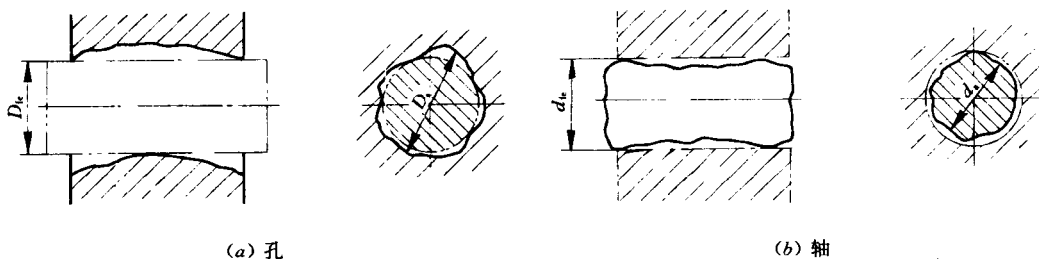


图 7-2 孔、轴体外作用尺寸  $D_{fe}$ 、 $d_{fe}$  与实际尺寸  $D_s$ 、 $d_s$

包容要求是从设计的角度出发,反映对孔、轴的设计要求。而泰勒原则是从验收的角度出发,反映对孔、轴的验收要求。从保证孔与轴的配合性质的要求来看,两者是一致的。

参看图 7-3,满足泰勒原则要求的光滑极限量规通规工作部分应具有最大实体边界的形状,因而应与被测孔或被测轴成面接触(全形通规,图 7-3b、d),且其定形尺寸等于被测孔或被测轴的最大实体尺寸。止规工作部分应与被测孔或被测轴成两个点的接触(两点式止规,图 7-3a、c),且这两点之间的距离即为定形尺寸,它等于被测孔或被测轴的最小实体尺寸。

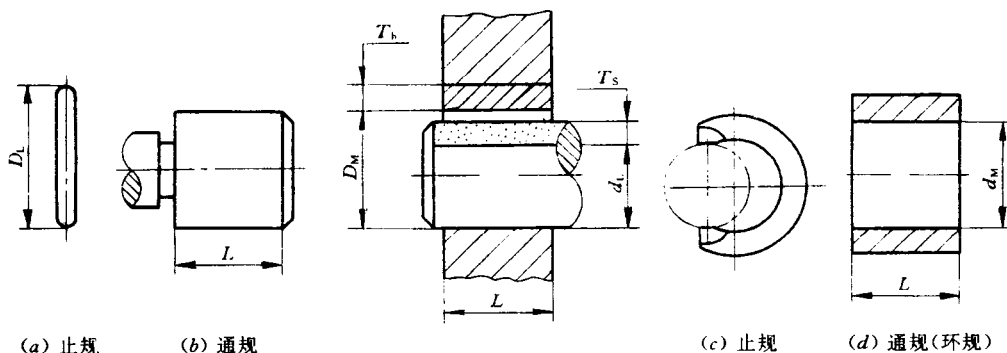


图 7-3 光滑极限量规

$D_M$ 、 $D_L$ —孔最大、最小实体尺寸;  $d_M$ 、 $d_L$ —轴最大、最小实体尺寸;  $L$ —配合长度

用光滑极限量规检验孔或轴时,如果通规能够自由通过,且止规不能通过,则表示被测孔或轴合格。如果通规不能通过,或者止规能够通过,则表示被测孔或轴不合格。例如图7-4所示,孔的实际轮廓超出了尺寸公差带,用量规检验应判定该孔不合格。该孔用全形通规检验,不能通过;用两点式止规检验,虽然沿  $x$  方向不能通过,但沿  $y$  方向却能通过;因此这就能正确地判定该孔不合格。反之,该孔若用两点式通规检验,则可能沿  $y$  方向通过;若用全形止规检验,则不能通过。这样一来,由于所使用量规的形状不正确,就会误判该孔合格。

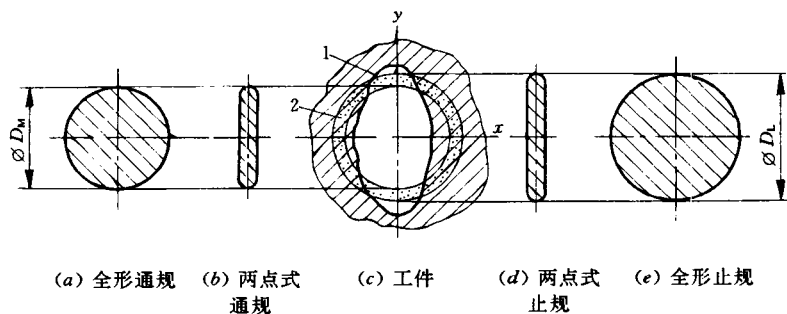


图 7-4 量规形状对检验结果的影响

1—实际孔; 2—孔尺寸公差带

在被测孔或轴的形状误差不致影响孔、轴配合性质的情况下,为了克服制造或使用符合泰勒原则的量规时的不方便或困难,允许使用偏离泰勒原则的量规。例如,量规制造厂供应的统一规格的量规的长度不一定等于或近似于被测孔或轴的配合长度,但实际检验中却不得不使用这样的量规。大尺寸的孔和轴通常分别使用非全形通规进行检验,以代替笨重的全形通规。由于曲轴“弓”字形特殊结构的限制,它的轴颈不能使用环规检验,而只能使用卡规检验。为了延长止规的使用寿命,止规不采用两点接触的形状,而制成不全形圆柱面。检验小孔用的止规,为了增加止规的刚度和便于制造,也可采用全形止规。检验薄壁零件时,为了防止两点式止规容易造成该零件变形,也可采用全形止规。

使用偏离泰勒原则的量规检验孔或轴的过程中,必须做到操作正确,尽量避免由于检验操作不当而造成的误判。例如,使用非全形通规检验孔或轴时,应在被测孔或轴的全长范围内的若干部位上分别围绕圆周的几个位置进行检验。

### 三、光滑极限量规的定形尺寸公差带和各项公差

光滑极限量规的精度比被测孔、轴的精度高得多,但前者的定形尺寸也不可能加工成某一确定的数值。因此,GB1957—81《光滑极限量规》规定了量规工作部分的定形尺寸公差带和各项公差。

通规在使用过程中要通过合格的被测孔、轴,因而会逐渐磨损。为了使通规具有一定的使用寿命,应留出适当的磨损储量,因此对通规应规定磨损极限。止规通常不通过被测孔、轴,因此不留磨损储量。校对量规也不留磨损储量。

#### 1. 工作量规的定形尺寸公差带和各项公差

为了确保产品质量,GB1957—81 规定量规定形尺寸公差带不得超出被测孔、轴公差带。孔用和轴用工作量规定形尺寸公差带分别如图 7-5 和图 7-6 所示。图中,  $D_M$ 、 $D_L$  为被测孔的最大、最小实体尺寸,  $D_{\min}$ 、 $D_{\max}$  为被测孔的最小、最大极限尺寸,  $d_M$ 、 $d_L$  为被测轴的最

大、最小实体尺寸,  $d_{\max}$ 、 $d_{\min}$  为被测轴的最大、最小极限尺寸;  $T$  为量规定形尺寸公差,  $Z$  为通规定形尺寸公差带中心到被测孔、轴最大实体尺寸之间的距离。通规的磨损极限为被测孔、轴的最大实体尺寸。

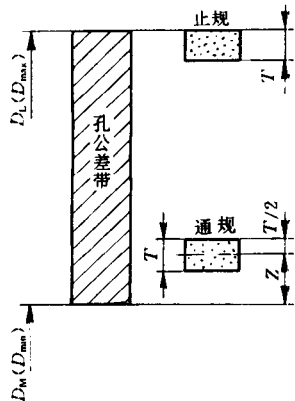


图 7-5 孔用工作量规定形尺寸公差带示意图

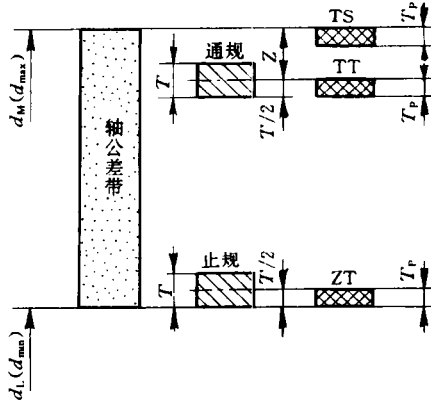


图 7-6 轴用工作量规及其校对量规定形尺寸公差带示意图

测量极限误差一般取为被测孔、轴尺寸公差的  $1/10 \sim 1/6$ 。对于标准公差等级相同而基本尺寸不同的孔、轴, 这个比值基本上相同。随着孔、轴的标准公差等级的降低, 这个比值逐渐减小。量规定形尺寸公差带的大小和位置就是按照这一原则规定的。通规和止规定形尺寸公差和磨损储量的总和占被测孔、轴尺寸公差(标准公差 IT)的百分比见表 7-1。

表 7-1 量规定形尺寸公差和磨损储量的总和占标准公差的百分比

被测孔或轴的标准公差等级	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
$\frac{T+(Z+T/2)}{IT}(\%)$	40	32.9	28	23.5	19.7	16.9	14.4	13.8	12.9	12	11.5

GB1957—81 对基本尺寸至 500mm、标准公差等级为 IT6~IT16 的孔和轴规定了通规和止规工作部分定形尺寸公差。它们的数值见附表 7-1。此外, 还规定了通规和止规的代号, 分别为 T 和 Z。

通规工作部分的形状误差应控制在定形尺寸公差带的范围内, 即采用包容要求。其形位公差为定形尺寸公差的 50%。考虑到制造和测量的困难, 当量规定形尺寸公差小于或等于 0.002mm 时, 其形位公差取为 0.001mm。

根据被测孔、轴的标准公差等级的高低和基本尺寸的大小, 量规工作面的表面粗糙度参数  $R_a$  的上限值为 0.025~0.4 $\mu\text{m}$ , 见附表 7-2。

2. 校对量规的定形尺寸公差带和各项公差

校对量规有下列三种:

(1) 制造轴用通规时所使用的校对量规(代号为 TT)

新的通规能被 TT 校对量规通过, 则表示该通规制造合格, 这就能保证被测轴具有足够的尺寸加工公差。

(2) 制造轴用止规时所使用的校对量规(代号为 ZT)

新的止规能被 ZT 校对量规通过,则表示该止规制造合格,这就能保证被测轴的质量。

(3) 检验使用中的通规是否磨损到极限时所用的校对量规(代号为 TS)

通规在使用过程中,应不能被 TS 校对量规通过;如果通规被 TS 量规通过,则表示该通规已磨损到极限,应予报废。

校对量规工作部分的定形尺寸公差带如图 7-6 所示。校对量规的定形尺寸公差  $T_p$  为工作量规定形尺寸公差  $T$  的一半,其形状和位置误差应控制在其定形尺寸公差带的范围内,即采用包容要求。其工作面的表面粗糙度参数  $R_a$  值比工作量规小。

#### 四、光滑极限量规工作部分极限尺寸的计算和各项公差确定示例

光滑极限量规工作部分极限尺寸的计算通常按下列步骤进行:

(1) 根据零件图上标注的被测孔或轴的公差带代号,从国家标准《极限与配合》(附表 3-2、附表 3-4、附表 3-5 或附表 3-6、附表 3-7 等)查出孔或轴的上、下偏差,并计算出其最大和最小实体尺寸,它们分别是通规和止规以及校对量规工作部分的定形尺寸;

(2) 从 GB1957—81(附表 7-1)查出量规定形尺寸公差  $T$  和通规定形尺寸公差带中心到被测孔或轴的最大实体尺寸之间的距离  $Z$  值;

(3) 按照图 7-5 和图 7-6 画量规定形尺寸公差带示意图,确定量规的上、下偏差,并计算量规工作部分的极限尺寸。

**例 1** 计算检验图 1-1 和图 4-65 所示减速器齿轮的  $\varnothing 58H7$  (E) 基准孔的工作量规(塞规)工作部分的极限尺寸,并确定其形位公差和表面粗糙度参数值,画出量规简图。

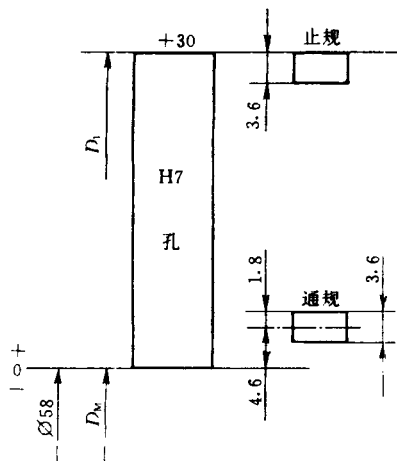


图 7-7  $\varnothing 58H7$  (E) 孔用工作量规定形尺寸公差带示意图

**解**

由附表 3-6 查出  $\varnothing 58H7$  孔的上、下偏差为  $\varnothing 58^{+0.03}_{-0.0028}$  mm。因此,孔用工作量规通规和止规的定形尺寸分别为 58mm 和 58.03mm。

由附表 7-1 查出量规定形尺寸公差  $T$  为  $3.6\mu\text{m}$ ,通规定形尺寸公差带中心到被测孔的最大实体尺寸之间的距离  $Z$  为  $4.6\mu\text{m}$ 。按图 7-5,通规定形尺寸的上偏差为  $+(Z+T/2)=+6.4\mu\text{m}$ ,下偏差为  $+(Z-T/2)=+2.8\mu\text{m}$ 。止规定形尺寸的上偏差为 0,下偏差为  $-T=-3.6\mu\text{m}$ 。

因此,检验  $\varnothing 58H7$  (E) 孔的通规工作部分按  $\varnothing 58^{+0.0064}_{-0.0028}$  (E) mm 即  $\varnothing 58.0064_{-0.0036}$  (E) mm 制造,允许磨损到  $\varnothing 58$  mm;止规工作部分按  $\varnothing 58.03_{-0.0036}$  (E) mm 制造。量规定形尺寸公差带示意图见图 7-7。

量规工作部分采用包容要求,还要给出更严格的形位公差。塞规圆柱形工作面的圆柱度公差值和相对素线间的平行度公差值皆不得大于塞规定形尺寸公差值的一半,即它们皆等于  $0.0036/2=0.0018\text{mm}$ 。

根据量规工作部分对表面粗糙度的要求,由附表 7-2 查得塞规工作面的轮廓算术平均偏差  $R_a$  的上限值不得大于  $0.05\mu\text{m}$ 。

检验  $\varnothing 58H7$  (E) 孔用的塞规工作部分各项公差的标注见图 7-8。

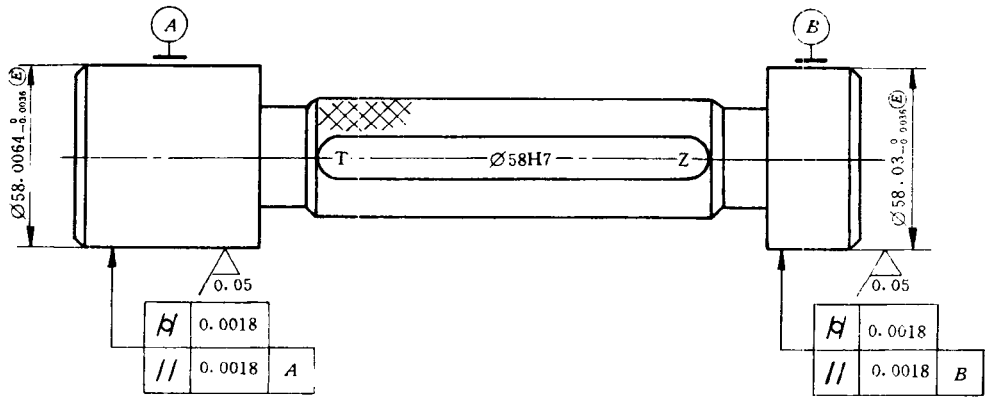


图 7-8 塞规简图

**例 2** 计算检验图 1-1 和图 4-63 所示减速器齿轮轴的  $\varnothing 40k6$  ⑤轴颈的工作量规(卡规)工作部分的极限尺寸,并确定其形位公差和表面粗糙度参数值,画出量规简图。

**解**

由附表 3-7 查出  $\varnothing 40k6$  轴颈的上、下偏差为  $\varnothing 40^{+0.018}_{-0.002}$  mm。因此,轴颈用工作量规通规和止规的定形尺寸分别为 40.018 mm 和 40.002 mm。

由附表 7-1 查出量规定形尺寸公差  $T$  为  $2.4\mu\text{m}$ ,通规定形尺寸公差带中心到被测轴颈的最大实体尺寸之间的距离  $Z$  为  $2.8\mu\text{m}$ 。按图 7-6,通规定形尺寸的上偏差为  $-(Z-T/2) = -1.6\mu\text{m}$ ,下偏差为  $-(Z+T/2) = -4.0\mu\text{m}$ 。止规定形尺寸的上偏差为  $+T = +2.4\mu\text{m}$ ,下偏差为 0。

因此,检验  $\varnothing 40k6$  ⑤轴颈的通规工作部分按  $40.018^{+0.0016}_{-0.0040}$  ⑤ mm 即按  $40.014^{+0.0024}_{-0.0024}$  ⑤ mm 制造,允许磨损到 40.018 mm;止规工作部分按  $40.002^{+0.0024}_{-0.0024}$  ⑤ mm 制造。量规定形尺寸公差带示意图见图 7-9。

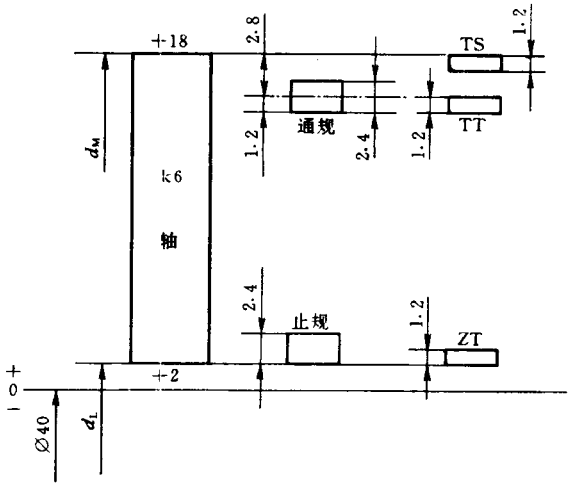


图 7-9  $\varnothing 40k6$  ⑤轴颈用工作量规及其校对量规定形尺寸公差带示意图

量规工作部分采用包容要求,还要给出更严格的形位公差。卡规两平行平面的平面度公差值和平行度公差值皆不得大于卡规定形尺寸公差值的一半,即它们皆等于  $0.0024/2 = 0.0012\text{mm}$ 。

根据量规工作部分对表面粗糙度的要求,由附表 7-2 查得卡规工作面的轮廓算术平均偏差  $R_a$  的上限值不得大于  $0.05\mu\text{m}$ 。

检验  $\varnothing 40\text{k}6$  ⑥轴颈用卡规工作部分各项公差的标注见图 7-10。

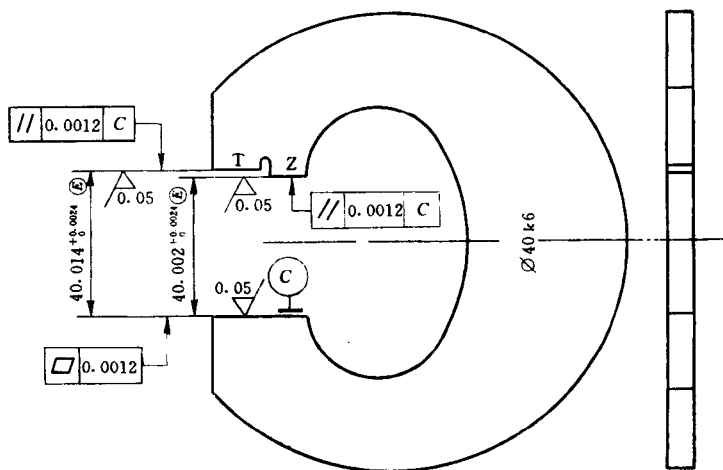


图 7-10 卡规简图

**例 3** 计算  $\varnothing 40\text{k}6$  ⑥轴颈用工作卡规的三种校对量规(塞规)工作部分的极限尺寸。

**解**

$\varnothing 40\text{k}6$  ⑥轴颈用工作卡规的校对量规的定形尺寸公差  $T_p = T/2 = 1.2\mu\text{m}$ 。按图 7-6, TT 和 TS 校对量规的定形尺寸皆为  $40.018\text{mm}$ , ZT 校对量规的定形尺寸为  $40.002\text{mm}$ ; TT 校对量规的上偏差为  $-Z = -2.8\mu\text{m}$ , 下偏差为  $-(Z + T_p) = -4.0\mu\text{m}$ ; TS 校对量规的上偏差为 0, 下偏差为  $-T_p = -1.2\mu\text{m}$ ; ZT 校对量规的上偏差为  $+T_p = +1.2\mu\text{m}$ , 下偏差为 0。

因此, TT 校对量规按  $40.018_{-0.0040}^{+0.0028}\text{mm}$  即按  $40.0152_{-0.0012}^{+0.0012}\text{mm}$  制造。TS 校对量规按  $40.018_{-0.0012}^{+0.0012}\text{mm}$  制造。ZT 校对量规按  $40.002_{-0.0012}^{+0.0012}\text{mm}$  即按  $40.0032_{-0.0012}^{+0.0012}\text{mm}$  制造。校对量规定形尺寸公差带示意图见图 7-9。

## § 2 孔、轴实际尺寸的验收

### 一、孔、轴实际尺寸的验收极限

孔、轴实际尺寸的数值,通常使用普通计量器具,通过两点法测量来获得。

按图样要求,孔、轴的真实尺寸位于规定的最大与最小极限尺寸范围内才算合格。考虑到车间实际情况,通常,工件的形状误差取决于加工设备及工艺装备的精度,工件合格与否只按一次测量来判断,对于温度、压陷效应以及计量器具和标准器(如量块)的系统误差均不进行修正,因此,测量孔、轴实际尺寸时,由于存在诸多因素产生的测量误差,测得的实际尺寸通常不是真实尺寸,即测得的实际尺寸 = 真实尺寸 ± 测量误差,如图 7-11 所示。



鉴于上述情况,测量孔、轴实际尺寸时,首先应确定判断其合格与否的尺寸界限,即验收极限。如果根据测得的实际尺寸是否超出极限尺寸来判断其合格性,即以孔、轴的极限尺寸作为孔、轴实际尺寸的验收极限,则有可能把真实尺寸位于公差带上下两端外侧附近的不合格品误判为合格品而接收。这称为误收。但也有可能把真实尺寸位于公差带上下两端内侧附近的合格品误判为不合格品而报废。这称为误废。误收会影响产品质量,误废会造成经济损失。为了保证产品质量,可以把孔、轴实际尺寸的验收极限从它们的最大和最小极限尺寸分别向公差带内移动一段距离,这就能减小误收率或达到误收率为零,但会增大误废率。因此,正确地确定验收极限,具有重大的意义。

GB/T 3177—1997《光滑工件尺寸的检验》对如何确定验收极限规定了两种方式,并对如何选用这两种验收极限方式,亦作了具体规定。

#### 1. 验收极限方式的确定

验收极限可以按照下列两种方式之一确定。

##### (1) 内缩方式

内缩方式的验收极限是从规定的最大和最小极限尺寸分别向工件尺寸公差带内移动一个安全裕度  $A$  的大小的距离来确定。

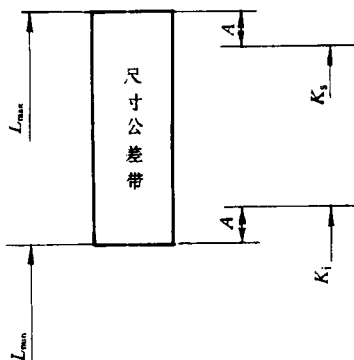


图 7-12 工件尺寸公差带及内缩方式的验收极限

由于测量误差的存在,一批工件(孔或轴)的实际尺寸是随机变量。表示一批工件实际尺寸分散极限的测量误差范围用测量不确定度表示。测量孔或轴的实际尺寸时,应根据孔、轴公差的大小规定测量不确定度允许值,以作为保证产品质量的措施,此允许值称为安全裕度  $A$ 。GB/T3177—1997 规定,  $A$  值按工件尺寸公差  $T$  的  $1/10$  确定,其数值列于附表 7-3。令  $K_s$  和  $K_i$  分别表示上、下验收极限,  $L_{max}$  和  $L_{min}$  分别表示最大和最小极限尺寸,如图 7-12 所示,则

$$\left. \begin{aligned} K_s &= L_{max} - A \\ K_i &= L_{min} + A \end{aligned} \right\} \quad (7-1)$$

##### (2) 不内缩方式

不内缩方式的验收极限是以规定的最大和最小极限尺寸分别作为上、下验收极限,即取安全裕度为零( $A=0$ ),  $K_s=L_{max}$ ,  $K_i=L_{min}$ 。

#### 2. 验收极限方式的选择

选择哪种验收极限方式,应综合考虑被测工件的不同精度要求、标准公差等级的高低、加工后尺寸的分布特性和工艺能力等因素来确定。具体原则如下:

(1) 对于遵循包容要求②的尺寸和标准公差等级高的尺寸,其验收极限按内缩方式确定。

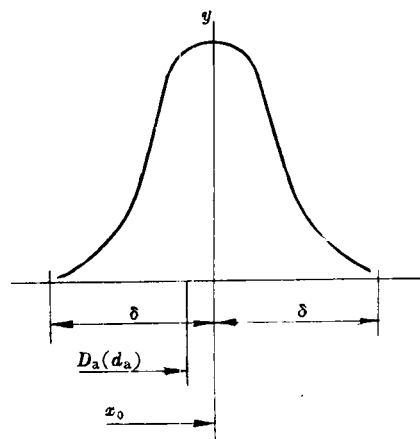


图 7-11 实际尺寸与真实尺寸的关系

$x_0$ —真实尺寸;  $D_a(d_a)$ —测得的实际尺寸;  
 $\delta$ —测量极限误差

(2) 当工艺能力指数  $C_p \geq 1$  时, 验收极限可以按不内缩方式确定; 但对于采用包容要求⑤的孔、轴, 其最大实体尺寸一边的验收极限应该按单向内缩方式确定。

这里的工艺能力指数  $C_p$  是指工件尺寸公差  $T$  与加工工序工艺能力  $c\sigma$  的比值,  $c$  为常数,  $\sigma$  为工序样本的标准偏差。如果工序尺寸遵循正态分布, 则该工序的工艺能力为  $6\sigma$ 。在这种情况下,  $C_p = \frac{T}{6\sigma}$ 。

(3) 对于偏态分布的尺寸(参看图 3-23), 其验收极限可以只对尺寸偏向的一边按单向内缩方式确定。

(4) 对于非配合尺寸和一般公差的尺寸, 其验收极限按不内缩方式确定。

确定工件尺寸验收极限后, 还需正确选择计量器具以进行测量。

## 二、计量器具的选择

根据测量误差的来源, 测量不确定度  $u$  是由计量器具的测量不确定度  $u_1$  和测量条件引起的测量不确定度  $u_2$  组成的。 $u_1$  是表征由计量器具内在误差所引起的测得的实际尺寸对真实尺寸可能分散的一个范围, 其中还包括使用的标准器(如调整比较仪示值零位用的量块、调整千分尺示值零位用的校正棒)的测量不确定度。 $u_2$  是表征测量过程中由温度、压陷效应及工件形状误差等因素所引起的测得的实际尺寸对真实尺寸可能分散的一个范围。

$u_1$  与  $u_2$  均为独立随机变量。因此, 它们之和(测量不确定度  $u$ )也是随机变量。但  $u_1$  与  $u_2$  对  $u$  的影响程度是不相同的,  $u_1$  的影响较大,  $u_2$  的影响较小,  $u_1$  与  $u_2$  一般按二比一的关系处理。由独立随机变量合成规则, 得  $u = \sqrt{u_1^2 + u_2^2}$ , 因此,  $u_1 = 0.9u$ ,  $u_2 = 0.45u$ 。

当验收极限采用内缩方式, 且把安全裕度  $A$  取为工件尺寸公差  $T$  的  $1/10$  时, 为了满足生产上对不同的误收、误废允许率的要求, GB/T 3177—1997 将测量不确定度允许值  $u$  与  $T$  的比值  $\tau$  分成三档。它们分别是: I 档,  $\tau = 1/10$ ; II 档,  $\tau = 1/6$ ; III 档,  $\tau = 1/4$ 。相应地, 计量器具的测量不确定度允许值  $u_1$  也按  $\tau$  分档,  $u_1 = 0.9u$ 。对于 IT6~IT11 的工件,  $u_1$  分为 I、II、III 三档; 对于 IT12~IT18 的工件,  $u_1$  分为 I、II 两档。三个档次  $u_1$  的数值列于附表 7-3。

从附表 7-3 选用  $u_1$  时, 一般情况下优先选用 I 档, 其次选用 II 档、III 档。然后, 按附表 7-4 至附表 7-6 所列普通计量器具的测量不确定度  $u'_1$  的数值, 选择具体的计量器具。所选择的计量器具的  $u'_1$  值应不大于  $u_1$  值。

当选用 I 档的  $u_1$  且所选择的计量器具的  $u'_1 \leq u_1$  时,  $u = A = 0.1T$ , 根据理论分析, 误收率为零, 产品质量得到保证, 而误废率约为 7%(工件实际尺寸遵循正态分布)~14%(工件实际尺寸遵循偏态分布)。

当选用 II 档、III 档的  $u_1$  且所选择的计量器具的  $u'_1 \leq u_1$  时,  $u > A (A = 0.1T)$ , 误收率和误废率皆有所增大,  $u$  对  $A$  的比值(大于 1)越大, 则误收率和误废率的增大就越多。

当验收极限采用不内缩方式即安全裕度等于零时, 计量器具的测量不确定度允许值  $u_1$  也分成 I、II、III 三档, 从附表 7-3 选用, 亦应满足  $u'_1 \leq u_1$ 。在这种情况下, 根据理论分析, 工艺能力指数  $C_p$  越大, 在同一工件尺寸公差条件下不同档次的  $u_1$  越小, 则误收率和误废率皆就越小。

## 三、验收极限方式和相应计量器具的选择示例

**例 4** 试确定测量  $\varnothing 85f7(-0.036/-0.071)$  ⑤轴时的验收极限,并选择相应的计量器具。该轴可否使用标尺分度值为 0.01mm 的外径千分尺进行比较测量,并加以分析。

**解**

## (1) 确定验收极限

$\varnothing 85f7$  ⑤轴采用包容要求,因此验收极限应按内缩方式确定。根据该轴的尺寸公差  $IT7 = 0.035\text{mm}$ ,从附表 7-3 查得安全裕度  $A = 0.0035\text{mm}$ 。按式(7-1)确定上、下验收极限  $K_s$  和  $K_i$ ,得:

$$K_s = L_{\max} - A = 84.964 - 0.0035 = 84.9605\text{mm}$$

$$K_i = L_{\min} + A = 84.929 + 0.0035 = 84.9325\text{mm}$$

$\varnothing 85f7$  ⑤轴的尺寸公差带及验收极限见图 7-13。

## (2) 选择计量器具

由附表 7-3 按优先选用 I 档的计量器具测量不确定度允许值  $u_1$  的原则,确定  $u_1 = 0.0032\text{mm}$ 。

由附表 7-5 选用标尺分度值为 0.005mm 的比较仪,其测量不确定度  $u'_1 = 0.003\text{mm} < u_1$ ,能满足使用要求。

如果车间没有标尺分度值为 0.005mm 的比较仪或精度更高的仪器,可以使用车间最常用的标尺分度值为 0.01mm 的外径千分尺进行比较测量。

## (3) 用外径千分尺进行比较测量

从附表 7-4 可知,用外径千分尺对 85mm 工件进行绝对测量时,千分尺的测量不确定度  $u'_1 = 0.005\text{mm}$ ,它大于上述  $u_1$  值。为了提高千分尺的使用精度,可以采用比较测量法。实践表明,当使用形状与工件形状相同的标准器进行比较测量时,千分尺的测量不确定度降为原来的 40%;当使用形状与工件形状不相同的标准器进行比较测量时,千分尺的测量不确定度降为原来的 60%。

图 7-13  $\varnothing 85f7$  ⑤轴的验收极限

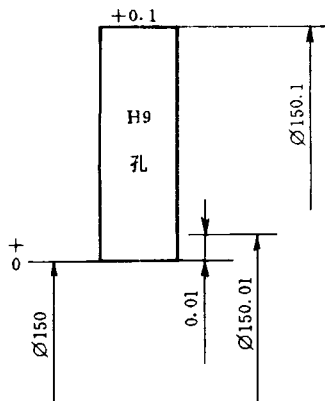
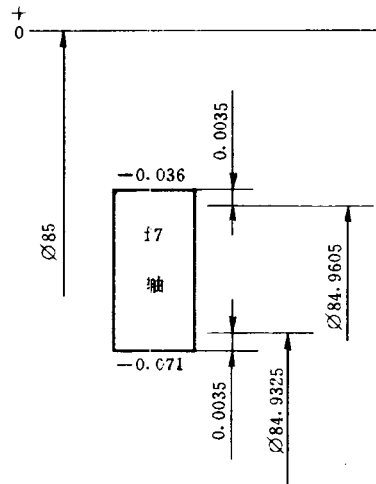


图 7-14  $\varnothing 150H9$  ⑤孔的验收极限

本例使用形状与轴的形状不相同的标准器(85mm 量块组)进行比较测量,因此千分尺的测量不确定度可以减小到  $u'_1 = 0.005 \times 60\% = 0.003\text{mm}$ ,它小于 0.0032mm 允许值,这就能够满足使用要求(验收极限仍按图 7-13 的规定)。

**例 5**  $\varnothing 150H9(+0.1/0)$  ⑤孔的终加工工序的工艺能力指数  $C_p = 1.2$ ,试确定测量该孔时的验收极限,并选择相应的计量器具。

**解**

## (1) 确定验收极限

被测孔采用包容要求,但其  $C_p = 1.2$ ,因此其验收极限可以这样确定:最大实体尺寸(150mm)一边采用内缩方式,而最小实体尺寸(150.1mm)一边采用不内缩方式。

根据该孔的尺寸公差  $IT9=0.1\text{mm}$ , 从附表 7-3 查得安全裕度  $A=0.01\text{mm}$ 。按式 (7-1) 确定下验收极限  $K_i=150+0.01=150.01\text{mm}$ 。而上验收极限  $K_s=150.1\text{mm}$ 。

$\varnothing 150H9$  ⑤孔的尺寸公差带及验收极限见图 7-14。

## (2) 选择计量器具

由附表 7-3 按优先选用 I 档的计量器具测量不确定度允许值  $u_1$  的原则, 确定  $u_1=0.009\text{mm}$ 。

由附表 7-4 选用标尺分度值为  $0.01\text{mm}$  的内径千分尺, 其测量不确定度  $u'_1=0.008\text{mm}<u_1$ , 能满足使用要求。

**例 6**  $\varnothing 50h8(-0.039)$  轴加工后尺寸遵循偏态分布(偏向最大实体尺寸一边), 试确定其验收极限, 并选择相应的计量器具。

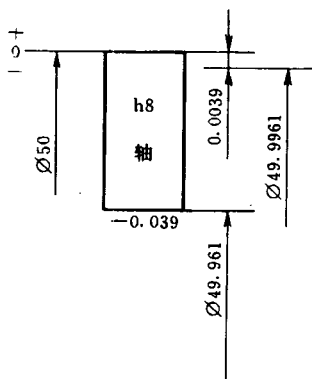


图 7-15  $\varnothing 50h8$  轴的验收极限

**解**

## (1) 确定验收极限

被测轴加工后尺寸遵循偏态分布, 因此其验收极限可以这样确定, 其尺寸偏向  $50\text{mm}$  的一边采用内缩方式, 而最小实体尺寸 ( $49.961\text{mm}$ ) 一边采用不内缩方式。

根据该轴的尺寸公差  $IT8=0.039\text{mm}$ , 从附表 7-3 查得安全裕度  $A=0.0039\text{mm}$ 。按式 (7-1) 确定上验收极限  $K_s=50-0.0039=49.9961\text{mm}$ 。而下验收极限  $K_i=49.961\text{mm}$ 。

$\varnothing 50h8$  轴的尺寸公差带及验收极限见图 7-15。

## (2) 选择计量器具

由附表 7-3 按优先选用 I 档的计量器具测量不确定度允许值  $u_1$  的原则, 确定  $u_1=0.0035\text{mm}$ 。

由附表 7-5 选用标尺分度值为  $0.005\text{mm}$  的比较仪, 其测量不确定度  $u'_1=0.003\text{mm}<u_1$ , 能满足使用要求。

**例 7** 试确定测量  $\varnothing 48h14(-0.62)$  非配合尺寸时的验收极限, 并选择相应的计量器具。

**解**

## (1) 确定验收极限

对于非配合尺寸, 其验收极限按不内缩方式确定, 取安全裕度  $A=0$ 。因此, 被测轴的上、下验收极限分别等于其最大极限尺寸 ( $48\text{mm}$ ) 和最小极限尺寸 ( $47.38\text{mm}$ )。

## (2) 选择计量器具

按被测轴的标准公差等级  $IT14$  和基本尺寸  $48\text{mm}$ , 由附表 7-3 选用 I 档的计量器具测量不确定度允许值  $u_1=0.056\text{mm}$ 。

由附表 7-4 选用标尺分度值为  $0.05\text{mm}$  的游标卡尺, 其测量不确定度  $u'_1=0.05\text{mm}<u_1$ , 能满足使用要求。

## 第八章 圆锥公差与检测

圆锥结合是机器、仪器及工具结构中常用的典型结合。圆锥配合与圆柱配合相比较,前者具有同轴度精度高、紧密性好、间隙或过盈可以调整、可利用摩擦力来传递转矩等优点。但是,圆锥结合在结构上比较复杂,影响其互换性的参数较多,加工和检测也较困难。为了满足圆锥结合的使用要求,保证圆锥结合的互换性,圆锥公差与配合应标准化,我国发布了GB157—89《锥度和角度系列》、GB11334—89《圆锥公差》、GB12360—90《圆锥配合》等国家标准。

### § 1 圆锥公差与配合的基本术语和基本概念

#### 一、圆锥的主要几何参数

圆锥分内圆锥(圆锥孔)和外圆锥(圆锥轴)两种,其主要几何参数为圆锥角、圆锥直径和圆锥长度,见图 8-1。

圆锥角  $\alpha$  是指在通过圆锥轴线的截面内,两条素线间的夹角。圆锥直径是指圆锥在垂直于其轴线的截面上的直径,常用的圆锥直径有最大圆锥直径  $D$ 、最小圆锥直径  $d$ 。圆锥长度  $L$  是指最大圆锥直径截面与最小圆锥直径截面之间的轴向距离。

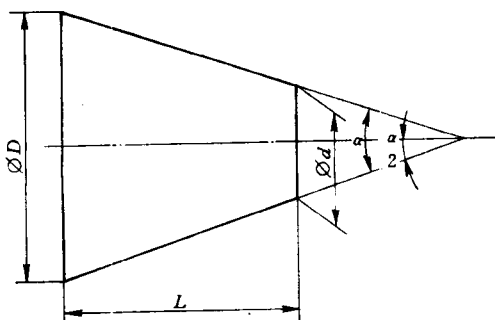


图 8-1 圆锥的主要几何参数

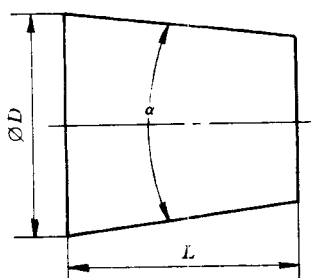


图 8-2 圆锥尺寸的标注示例

在零件图样上,对圆锥只要标注最大与最小圆锥直径中的一个圆锥直径( $D$  或  $d$ )、圆锥角  $\alpha$  和圆锥长度  $L$ (如图 8-2 所示),或者标注最大与最小圆锥直径  $D$ 、 $d$  和圆锥长度  $L$ ,则该圆锥就完全确定。

圆锥角的大小有时用锥度表示。锥度  $C$  是指两个垂直于圆锥轴线的截面上的圆锥直径之差与该两截面的轴向距离之比,例如最大圆锥直径  $D$  与最小圆锥直径  $d$  之差对圆锥长度  $L$  之比,即

$$C = (D - d)/L \quad (8-1)$$

锥度  $C$  与圆锥角  $\alpha$  的关系为

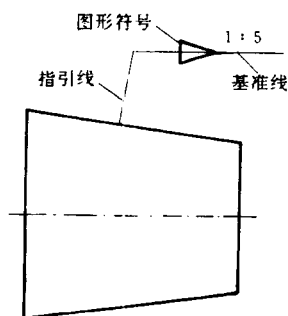


图 8-3 锥度的标注方法

$$C = 2 \tan \frac{\alpha}{2} = 1 : \frac{1}{2} \cotg \frac{\alpha}{2} \quad (8-2)$$

锥度一般用比例或分数表示,例如  $C=1:5$  或  $C=1/5$ 。光滑圆锥的锥度已标准化(GB157—89《锥度和角度系列》)。

在零件图上,锥度用特定的图形符号和比例(或分数)来标注,如图 8-3 所示。图形符号配置在平行于圆锥轴线的基准线上,并且其方向与圆锥方向一致,在基准线的上面标注锥度的数值。用指引线将基准线与圆锥素线相连。

在图样上标注了锥度,就不必标注圆锥角,两者不应重复标注。

## 二、有关圆锥公差术语

### 1. 基本圆锥

基本圆锥是指设计时给定的圆锥,它是理想圆锥。基本圆锥的确定方法如图 8-2 所示。它所有的尺寸分别为基本圆锥直径、基本圆锥角(或基本锥度)和基本圆锥长度。

### 2. 极限圆锥、圆锥直径公差和圆锥直径公差带

极限圆锥是指与基本圆锥共轴线且圆锥角相等、直径分别为最大极限尺寸和最小极限尺寸的两个圆锥,如图 8-4 所示。在垂直于圆锥轴线的所有截面上,这两个圆锥的直径差都相等。直径为最大极限尺寸( $D_{\max}$ 、 $d_{\max}$ )的圆锥称为最大极限圆锥,直径为最小极限尺寸( $D_{\min}$ 、 $d_{\min}$ )的圆锥称为最小极限圆锥。

圆锥直径公差是指圆锥直径允许的变动量,圆锥直径公差在整个圆锥长度内都适用。两个极限圆锥所限定的区域称为圆锥直径公差带。

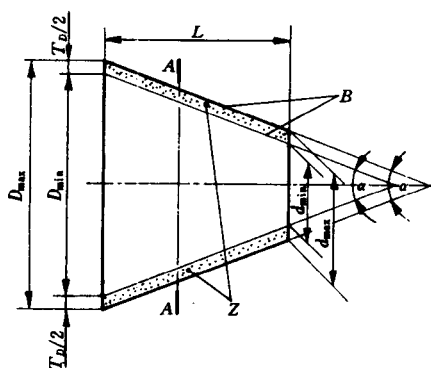
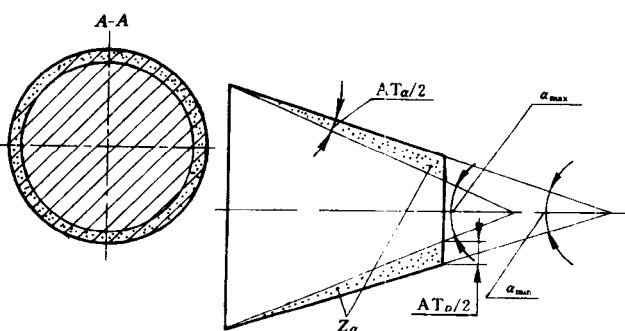


图 8-4 极限圆锥 B 和圆锥直径公差带 Z

图 8-5 极限圆锥角和圆锥角公差带  $Z_\alpha$ 

### 3. 极限圆锥角、圆锥角公差和圆锥角公差带

极限圆锥角是指允许的最大圆锥角和最小圆锥角,它们分别用符号  $\alpha_{\max}$  和  $\alpha_{\min}$  表示,见图 8-5。圆锥角公差是指圆锥角的允许变动量。当圆锥角公差以弧度或角度为单位时,用代号  $AT_\alpha$  表示;以长度为单位时,用代号  $AT_D$  表示。极限圆锥角  $\alpha_{\max}$  和  $\alpha_{\min}$  所限定的区域称为圆锥角公差带。

### 三、有关圆锥配合的术语和圆锥配合的形成

#### 1. 圆锥配合及其种类

圆锥配合是指基本尺寸相同的内、外圆锥的直径之间,由于结合不同所形成的相互关系。

根据内、外圆锥直径之间结合的不同,圆锥配合分为下列三种配合。

##### (1) 间隙配合

间隙配合是指具有间隙的配合。间隙的大小可以在装配时和在使用中通过内、外圆锥的轴向相对位移来调整。间隙配合主要用于有相对转动的机构中,如圆锥滑动轴承。

##### (2) 过盈配合

过盈配合是指具有过盈的配合。过盈的大小也可以通过内、外圆锥的轴向相对位移来调整。在承载情况下利用内、外圆锥间的摩擦力自锁,可以传递很大的转矩。

##### (3) 过渡配合

过渡配合是指可能具有间隙,也可能具有过盈的配合。其中,要求内、外圆锥紧密接触,间隙为零或稍有过的配合称为紧密配合,它用于对中定心或密封。为了保证良好的密封性,对内、外圆锥的形状精度要求很高,通常将它们配对研磨。

#### 2. 圆锥配合的形成

圆锥配合的间隙或过盈的大小可用改变内、外圆锥间的轴向相对位置来调整。因此,内、外圆锥的轴向相对位置是圆锥配合的重要特征。按照确定内、外圆锥间最终的轴向相对位置采用的方式,圆锥配合的形成可以分为下列两种形成方式。

##### (1) 结构型圆锥配合

结构型圆锥配合是指由内、外圆锥本身的结构或基面距(内、外圆锥基准平面之间的距离)确定它们之间最终的轴向相对位置,来获得指定配合性质的圆锥配合。

例如如图 8-6 所示,用内、外圆的结构即内圆锥端面 1 与外圆锥台阶 2 接触来确定装配时最终的轴向相对位置,以获得指定的圆锥间隙配合。又如如图 8-7 所示,用内圆锥大端基准平面 1 与外圆锥大端基准圆平面 2 之间的距离  $a$ (基面距)确定装配时最终的轴向相对位置,以获得指定的圆锥过盈配合。

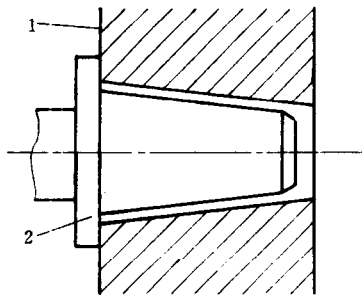


图 8-6 由结构形成的圆锥间隙配合

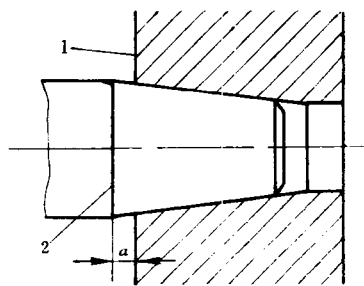


图 8-7 由基面距形成的圆锥过盈配合

##### (2) 位移型圆锥配合

位移型圆锥配合是指由规定内、外圆锥的相对轴向位移或产生轴向位移的装配力(轴向力)的大小来确定它们之间最终的轴向相对位置,以获得指定配合性质的圆锥配合。

例如如图 8-8 所示,在不受力的情况下内、外圆锥相接触,由实际初始位置  $P$  开始,内圆

锥向右作轴向位移  $E_s$ , 到达终止位置  $P_i$ , 以获得指定的圆锥间隙配合。又如图 8-9 所示, 在不受力的情况下内、外圆锥相接触, 由实际初始位置  $P_s$  开始, 对内圆锥施加一定的装配力  $F_s$ , 使内圆锥向左产生轴向位移  $E_s$ , 达到终止位置  $P_i$ , 以获得指定的圆锥过盈配合。

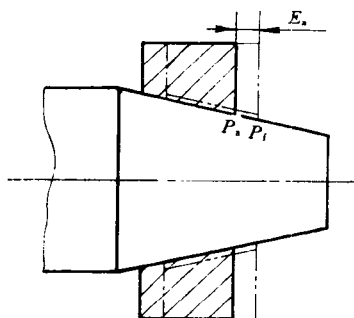


图 8-8 由轴向位移形成圆锥间隙配合

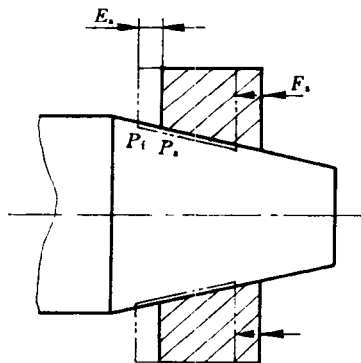


图 8-9 由施加装配力形成圆锥过盈配合

应当指出, 结构型圆锥配合可以形成间隙配合、过盈配合和过渡配合。位移型圆锥配合是通过轴向位移或装配力来确定内、外圆锥的轴向相对位置的, 当从初始位置开始, 内、外圆锥作轴向相对靠拢的位移时, 得到过盈配合; 当它们作轴向相对分离的位移时, 则得到间隙配合。

轴向位移  $E_s$  与间隙  $X$  (或过盈  $Y$ ) 的关系如下:

$$E_s = X(\text{或 } Y)/C \quad (8-3)$$

式中  $C$ ——内、外圆锥的锥度。

## § 2 圆锥公差的给定方法和圆锥直径公差带的选择

### 一、圆锥公差项目

为了保证内、外圆锥的互换性和满足使用要求, 对内、外圆锥规定的公差项目如下。

#### 1. 圆锥直径公差

圆锥直径公差  $T_D$  以基本圆锥直径 (一般取最大圆锥直径  $D$ ) 为基本尺寸, 按 GB/T 1800.3—1998 规定的标准公差选取。其数值适用于圆锥长度范围内的所有圆锥直径。

#### 2. 圆锥角公差

圆锥角公差  $AT$  共分 12 个公差等级, 它们分别用  $AT1$ 、 $AT2$ 、 $\dots$ 、 $AT12$  表示, 其中  $AT1$  精度最高, 等级依次降低,  $AT12$  精度最低。GB11334—89《圆锥公差》规定的圆锥角公差的数值见附表 8-1。

为了加工和检测方便, 圆锥角公差可用角度值  $AT_a$  或线值  $AT_D$  给定,  $AT_a$  与  $AT_D$  的换算关系为:

$$AT_D = AT_a \cdot L \cdot 10^{-3} \quad (8-4)$$

式中  $AT_D$ 、 $AT_a$  和圆锥长度  $L$  的单位分别为  $\mu\text{m}$ 、 $\mu\text{rad}$  和  $\text{mm}$ 。

$AT4 \sim AT12$  的应用举例如下:  $AT4 \sim AT6$  用于高精度的圆锥量规和角度样板;  $AT7 \sim AT9$  用于工具圆锥、圆锥销、传递大转矩的摩擦圆锥;  $AT10$ 、 $AT11$  用于圆锥套、圆锥齿轮之



类的中等精度零件;AT12 用于低精度零件。

圆锥角的极限偏差可按单向取值( $\alpha^{+AT_\alpha}$ 或 $\alpha_{-AT_\alpha}$ )或者双向对称取值( $\alpha \pm AT_\alpha/2$ )。为了保证内、外圆锥的接触均匀性,圆锥角公差带通常采用对称于基本圆锥角分布。

### 3. 圆锥的形状公差

圆锥的形状公差包括素线直线度公差和横截面圆度公差。在图样上可以标注圆锥的这两项形状公差,或者标注圆锥的面轮廓度公差。显然,面轮廓度公差不仅控制素线直线度误差和圆度误差,而且控制圆锥角偏差。

## 二、圆锥公差的给定方法

对具体圆锥标注的公差项目,应根据该圆锥的功能要求,从上述公差项目中选取一部分。在图样上标注配偶内、外圆锥的尺寸和公差时,内、外圆锥必须具有相同的基本圆锥角(或基本锥度),同时在内、外圆锥上标注直径公差的圆锥直径必须具有相同的基本尺寸。圆锥公差可以采用下述方法给定。

### 1. 基本锥度法

基本锥度法是指给出圆锥的理论正确圆锥角 $\alpha$ (或锥度 $C$ )、理论正确圆锥直径( $D$ 或 $d$ )和圆锥长度 $L$ ,并且给出面轮廓度公差,如图 8-10 所示,由面轮廓度公差带确定最大与最小极限圆锥,圆锥的直径偏差、圆锥角偏差、素线直线度误差和横截面圆度误差都控制在面轮廓度公差带内,即把它们都控制在最大与最小极限圆锥所限定的区域内。这相当于包容要求。

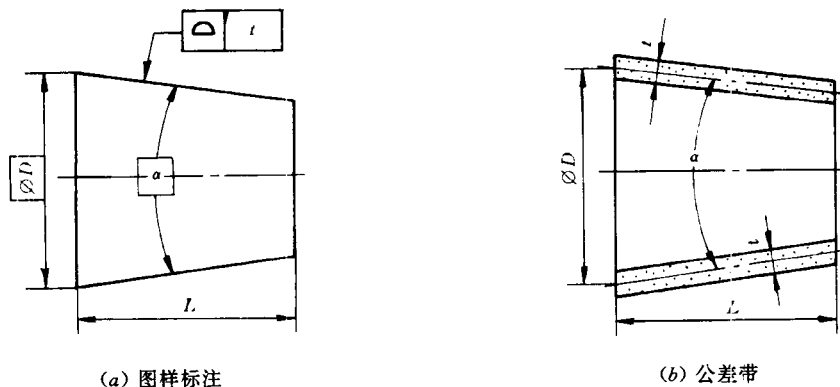


图 8-10 基本锥度法标注示例

当对圆锥角精度、圆锥的素线直线度精度、圆度精度有更高的要求时,应另给出圆锥角公差、圆锥的素线直线度公差、圆度公差。但它们的数值必须小于面轮廓度公差的数值。

### 2. 公差锥度法

公差锥度法是指同时给出最大圆锥直径(或最小圆锥直径)极限偏差和圆锥角极限偏差,并标注圆锥长度,它们各自独立,分别满足各自的要求,标注方法如图 8-11 所示。圆锥的形状公差一般不给出,当对圆锥的形状精度有更高的要求时,可再给出圆锥的形状公差。

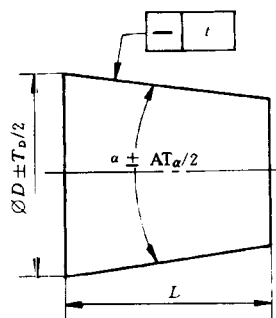


图 8-11 公差锥度法标注示例

### 三、圆锥直径公差带的选择

#### 1. 结构型圆锥配合的内、外圆锥直径公差带的选择

结构型圆锥配合的配合性质由相互结合的内、外圆锥直径公差带之间的关系决定。内圆锥直径公差带在外圆锥直径公差带之上时为间隙配合；内圆锥直径公差带在外圆锥直径公差带之下时为过盈配合；内、外圆锥直径公差带交叠时为过渡配合。

结构型圆锥配合的内、外圆锥直径的公差值和基本偏差可以分别从 GB/T1801—1999 规定的公差带中选取。倘若 GB/T1801—1999 中规定的公差带不能满足设计要求，则可按 GB/T1800.3—1998 中规定的任一标准公差和任一基本偏差组成所需要的公差带。

结构型圆锥配合也分基孔制配合和基轴制配合。为了减少定值刀具、量规的品种、规格，获得最佳技术经济效益，应优先选用基孔制配合。

#### 2. 位移型圆锥配合的内、外圆锥直径公差带的选择

位移型圆锥配合的配合性质由内、外圆锥接触时的初始位置开始的轴向位移或者由装配力决定。因此，内、外圆锥直径公差带仅影响装配时的初始位置，不影响配合性质。

位移型圆锥配合的内、外圆锥直径公差带的基本偏差，采用 H/h 或 JS/js。其轴向位移的极限值按极限间隙或极限过盈来计算。

**例** 有一位移型圆锥配合，锥度  $C$  为  $1:30$ ，内、外圆锥的基本直径为  $60\text{mm}$ ，要求装配后得到  $H7/u6$  的配合性质。试计算由初始位置开始的最小与最大轴向位移。

**解**

按  $\varnothing 60H7/u6$ ，由附表 3-8 查得  $Y_{\min} = -0.057\text{mm}$ ， $Y_{\max} = -0.106\text{mm}$ 。

按式(8-3)计算得：

最小轴向位移  $E_{\min} = Y_{\min}/C = 0.057 \times 30 = 1.71\text{mm}$

最大轴向位移  $E_{\max} = Y_{\max}/C = 0.106 \times 30 = 3.18\text{mm}$

## § 3 圆锥角的检测

### 一、直接测量圆锥角

直接测量圆锥角是指用万能角度尺、光学测角仪等计量器具测量实际圆锥角的数值。

### 二、用量规检验圆锥角偏差

内、外圆锥的圆锥角实际偏差可分别用圆锥量规检验。参看图 8-12，被测内圆锥用圆锥

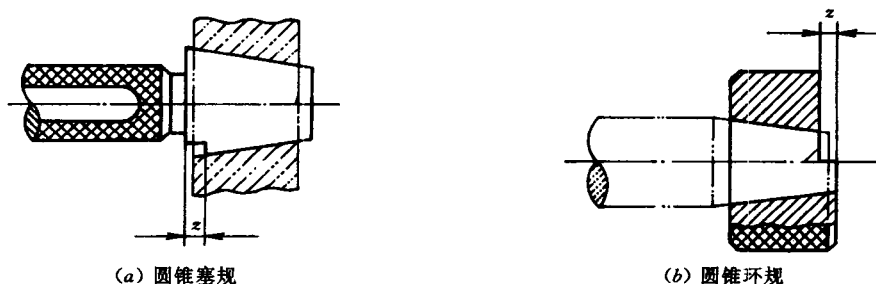


图 8-12 用圆锥量规检验

塞规检验,被测外圆锥用圆锥环规检验。检验内圆锥的圆锥角偏差时,在圆锥塞规工作表面素线全长上,涂3~4条极薄的显示剂;检验外圆锥的圆锥角偏差时,在被测外圆锥表面素线全长上,涂3~4条极薄的显示剂;然后把量规与被测圆锥对研(来回旋转应小于180°)。根据被测圆锥上的着色或量规上擦掉的痕迹,来判断被测圆锥角的实际值合格与否。

此外,在量规的基准端部刻有两条刻线(凹缺口),它们之间的距离为 $z$ ,用以检验被测圆锥的实际直径偏差、圆锥角的实际偏差和形状误差的综合结果。若被测圆锥的基准平面位于量规这两条线之间,则表示该综合结果合格。

### 三、间接测量圆锥角

间接测量圆锥角是指测量与被测圆锥角有一定函数关系的若干线性尺寸,然后计算出被测圆锥角的实际值。通常使用指示式计量器具和正弦尺、量块、滚子、钢球进行测量。

图8-13为利用钢球和指示式计量器具测量内圆锥角的示例,把两个直径分别 $D_2$ 和 $D_1$ 的钢球2和1先后放入被测零件3的内圆锥面,以被测内圆锥的大头端面作为测量基准面,分别测出两个钢球顶点至该测量基准面的距离 $L_2$ 和 $L_1$ ,按下式求解内圆锥半角 $\alpha/2$ 的数值:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{D_1 - D_2}{\pm 2L_1 + 2L_2 - D_1 + D_2} \quad (8-5)$$

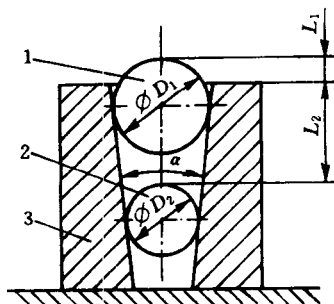


图8-13 双钢球测量内圆锥角

当大球突出于测量基准面时,式(8-5)中 $2L_1$ 前面的符号取“+”号;反之取“-”号。根据 $\sin \frac{\alpha}{2}$ 值,可确定被测圆锥角的实际值。

## 第九章 圆柱螺纹公差与检测

圆柱螺纹结合是工业生产中普遍使用的结合。其中普通螺纹结合的应用最广泛。为了满足对普通螺纹结合的使用要求,保证其互换性,我国发布了一系列有关普通螺纹的国家标准:GB192—81《普通螺纹 基本牙型》、GB193—81《普通螺纹 直径与螺距系列》、GB196—81《普通螺纹 基本尺寸》、GB197—81《普通螺纹 公差与配合》、GB/T14791—93《螺纹术语》、GB2516—81《普通螺纹 偏差表》。为检测按上述标准生产的普通螺纹,又发布了GB3934—83《普通螺纹量规》。为满足机床行业对传动螺纹的使用要求,保证其互换性,原机械电子工业部发布了JB2886—92《机床梯形螺纹丝杠、螺母技术条件》。目前滚珠丝杠副在数控机床和其他机械产品中得到广泛应用。为此,我国发布了GB17587—1998《滚珠丝杠副》(其中包含术语和符号、公称直径和公称导程及公制系列、验收条件和验收检验等三部分)。

下面就上述标准的基本概念和应用以及普通螺纹的检测进行阐述。

### § 1 概 述

#### 一、螺纹的种类和对螺纹结合的使用要求

螺纹按用途可分为下列三类。

##### 1. 紧固螺纹

紧固螺纹主要用于连接和紧固各种机械零件,如用螺钉将轴承端盖固定在箱体上。对这类螺纹的使用要求是良好的旋合性和足够的连接强度。

紧固螺纹是各种螺纹中使用最普遍的一种,通常采用三角形牙型的普通螺纹。

##### 2. 传动螺纹

传动螺纹用于螺旋传动,如滑动螺旋传动的千斤顶起重螺纹、普通车床进给机构中的丝杠螺母副和滚动螺旋传动的滚珠丝杠副。对滑动螺旋传动螺纹的使用要求是传递动力可靠、传递位移准确和具有一定的间隙。对滚动螺旋传动螺纹的使用要求为:具有较高的行程精度,误差波动幅度小,直线度好,精度保持稳定。

传动螺纹都采用圆柱螺纹结合。滑动螺旋传动采用梯形螺纹构成的丝杠螺母副。滚动螺旋传动采用圆弧形螺纹构成的滚珠丝杠副。

##### 3. 紧密螺纹

紧密螺纹用于使两个零件紧密连接而无泄漏的结合,如管螺纹。对这类螺纹的使用要求是结合具有过盈,以保证密封性和一定的连接强度。

紧密螺纹多为三角形牙型的圆锥螺纹。

#### 二、圆柱螺纹的牙型、基本牙型和主要几何参数

圆柱螺纹的牙型是指在通过螺纹轴线的剖面上螺纹轮廓的形状,由原始三角形形成,该

三角形的底边平行于螺纹轴线(图 9-1a)。圆柱螺纹的基本牙型是指按规定的削平高度,削去原始三角形的顶部和底部所形成的内、外螺纹共有的理论牙型(图 9-1b)。

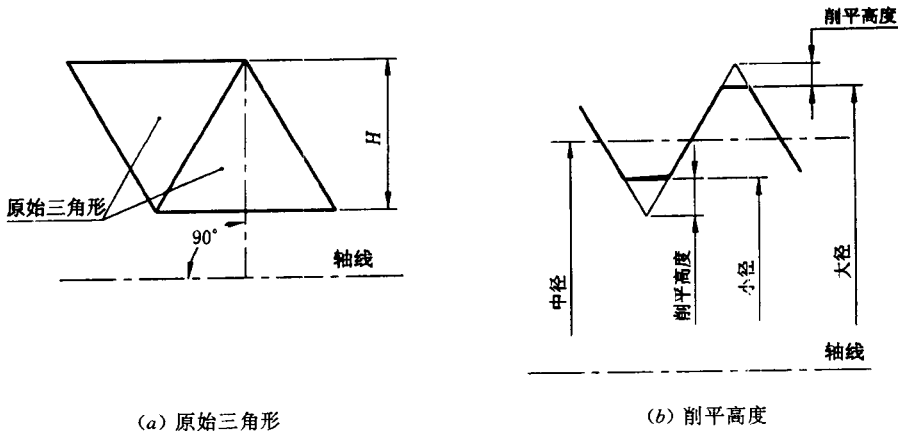


图 9-1 圆柱螺纹牙型的形成  
 $H$ —原始三角形的高度

GB192—81《普通螺纹 基本牙型》规定的普通螺纹基本牙型见图 9-2,其原始三角形是等边三角形。

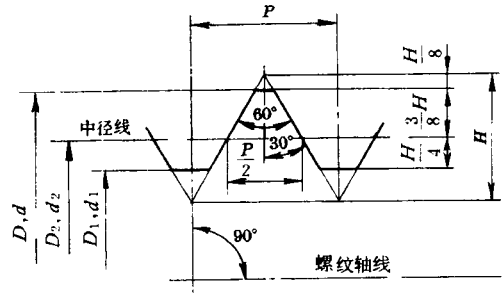


图 9-2 普通螺纹基本牙型

GB5796.1—86《梯形螺纹 牙型》规定的梯形螺纹基本牙型见图 9-3,其原始三角形是顶角为 30°的等腰三角形。

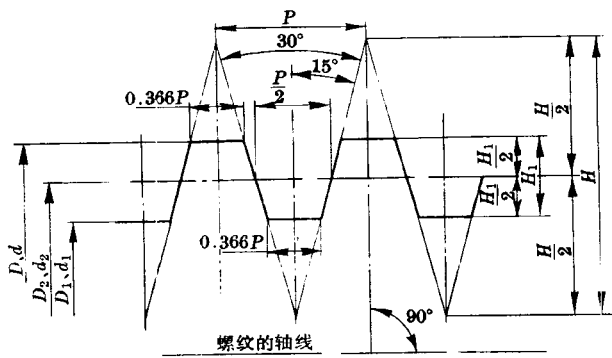


图 9-3 梯形螺纹基本牙型  
 $H$ —原始三角形的高度

圆柱螺纹的几何参数是在过螺纹轴线的剖面上沿径向或轴向计值的。参看图 9-2 和图 9-3, 主要参数如下。

### 1. 大径

大径是指与外螺纹牙顶或内螺纹牙底相切的假想圆柱的直径。内、外螺纹大径的基本尺寸分别用符号  $D$  和  $d$  表示, 且  $D=d$ 。普通螺纹的公称直径即是螺纹大径的基本尺寸。

### 2. 小径

小径是指与外螺纹牙底或内螺纹牙顶相切的假想圆柱的直径。内、外螺纹小径的基本尺寸分别用  $D_1$  和  $d_1$  表示, 且  $D_1=d_1$ 。

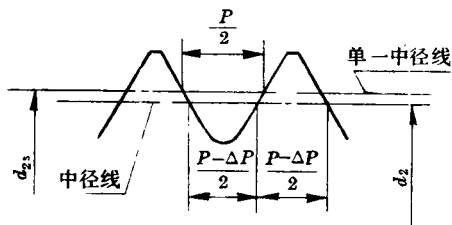


图 9-4 中径与单一中径

外螺纹的大径和内螺纹的小径统称顶径, 外螺纹的小径和内螺纹的大径统称底径。

### 3. 中径

中径是一个假想圆柱的直径, 该圆柱的母线通过牙型上沟槽和凸起宽度相等的地方, 见图 9-4。该假想圆柱称为中径圆柱。内、外螺纹中径的基本尺寸分别用符号  $D_2$  和  $d_2$  表示, 且  $D_2=d_2$ 。

### 4. 螺距

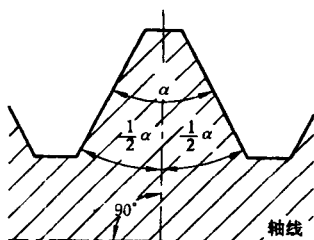
螺距是指相邻两牙在中径线上对应两点间的轴向距离。螺距的基本值用符号  $P$  表示。

### 5. 单一中径

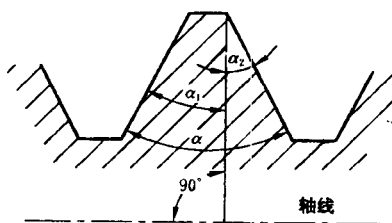
单一中径是一个假想圆柱的直径, 该圆柱的母线通过牙型上沟槽宽度等于螺距基本值的一半 ( $P/2$ ) 的地方, 见图 9-4。内、外螺纹的单一中径分别用符号  $D_{2s}$  和  $d_{2s}$  表示。单一中径可以用三针法测得以表示螺纹的实际中径。

### 6. 牙型角和牙型半角

牙型角是指在螺纹牙型上两相邻牙侧间的夹角, 牙型半角为牙型角的一半, 见图 9-5a。牙型角用符号  $\alpha$  表示。普通螺纹的牙型角为  $60^\circ$ 。



(a) 牙型角与牙型半角



(b) 牙侧角

图 9-5 牙型角、牙型半角和牙侧角

### 7. 牙侧角

牙侧角是指在螺纹牙型上牙侧与螺纹轴线的垂线间的夹角, 见图 9-5b。左、右牙侧角分别用符号  $\alpha_1$  和  $\alpha_2$  表示。牙侧角基本值与牙型半角相等, 普通螺纹牙侧角基本值为  $30^\circ$ 。

### 8. 螺纹接触高度

螺纹接触高度是指在两个相互配合螺纹的牙型上, 它们的牙侧重合部分在垂直于螺纹轴线方向上的距离。普通螺纹接触高度的基本值等于  $5H/8$ , 见图 9-2。

## 9. 螺纹旋合长度

螺纹旋合长度是指两个相互配合的螺纹沿螺纹轴线方向相互旋合部分的长度。

普通螺纹基本尺寸系列见附表 9-1。

## § 2 普通螺纹几何参数偏差对互换性的影响

要实现普通螺纹的互换性,必须满足对这类螺纹使用性能的要求,即保证良好的旋合性和足够的连接强度。旋合性是指公称直径和螺距基本值分别相等的内、外螺纹能够自由旋合并获得所需要的配合性质。足够的连接强度是指内、外螺纹的牙侧能够均匀接触,具有足够的承载能力。

螺纹的几何参数较多,它们的加工误差对螺纹互换性都会有不同程度的影响,其中主要的有:螺纹直径(大、中、小径)偏差、螺距误差和牙侧角偏差。

## 一、螺纹直径偏差的影响

螺纹实际直径的大小直接影响螺纹结合的松紧。要保证螺纹结合的旋合性,就必须使内螺纹的实际直径大于或等于外螺纹的实际直径。由于相配合内、外螺纹的直径基本尺寸相同,因此,如果使内螺纹的实际直径大于或等于其基本尺寸(即内螺纹直径实际偏差为正值),而外螺纹的实际直径小于或等于其基本尺寸(即外螺纹直径实际偏差为负值),就能保证内、外螺纹结合的旋合性。但是,内螺纹实际小径不能过大,外螺纹实际大径不能过小,否则会使螺纹接触高度减小,导致螺纹连接强度不足。内螺纹实际中径也不能过大,外螺纹实际中径也不能过小,否则削弱螺纹连接强度。所以,必须限制螺纹直径的实际尺寸,使之不过大,也不过小。

在螺纹三个直径参数中,中径的实际尺寸的影响是主要的,它直接决定了螺纹结合的配合性质。

## 二、螺距误差的影响

螺距误差分为螺距偏差和螺距累积误差。螺距偏差是指螺距的实际值与其基本值  $P$  之差。螺距累积误差是指在规定的螺纹长度内,任意两同名牙侧与中径线交点间的实际轴向距离与其基本值之差的最大绝对值。后者对螺纹互换性的影响更为明显。

参看图 9-6,假设内螺纹具有理想牙型,与之相配合的外螺纹只存在螺距误差,且它的螺距  $P_{\text{外}}$  比内螺纹的螺距  $P_{\text{内}}$ (即  $P$ )大,则在  $n$  个螺牙的螺纹长度( $L_{\text{外}}$ 、 $L_{\text{内}}$ )内,螺距累积误差  $\Delta P_z = |nP_{\text{外}} - nP|$ 。螺距累积误差的存在,使内、外螺纹牙侧产生干涉而不能旋合。

为了使具有螺距累积误差的外螺纹能够旋入理想的内螺纹,只需将外螺纹牙侧上的  $B$  点移至与内螺纹牙侧上的  $C$  点接触,即需要将外螺纹的中径减小一个数值  $f_P$ 。同理,在  $n$  个螺牙的螺纹长度内,内螺纹存在螺距累积误差  $\Delta P_z$  时,为了保证旋合性,就必须将内螺纹的中径增大一个数值  $F_P$ 。 $f_P$  和  $F_P$  称为螺距误差的中径当量。由图 9-6 中的  $\triangle ABC$  可得出  $f_P$  与  $\Delta P_z$  的关系如下:

$$f_P(\text{或 } F_P) = 1.732\Delta P_z \quad (9-1)$$

由上式可知,如果  $\Delta P_z$  过大,内、外螺纹中径要分别增大或减小许多,虽可保证旋合性,却

使螺纹实际接触的螺牙减少,载荷集中在接触部位,造成接触压力增加,降低螺纹连接强度。

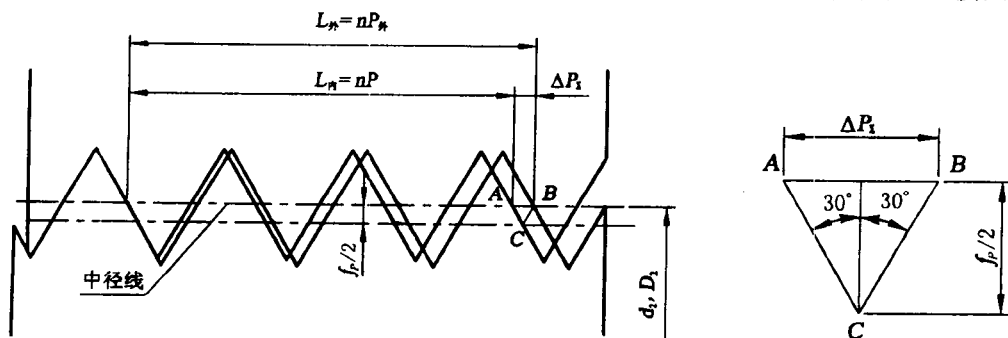


图 9-6 螺距累积误差对旋合性的影响

### 三、牙侧角偏差的影响

牙侧角偏差是指牙侧角的实际值与其基本值之差,它包括螺纹牙侧的形状误差和牙侧相对于螺纹轴线的位置误差。

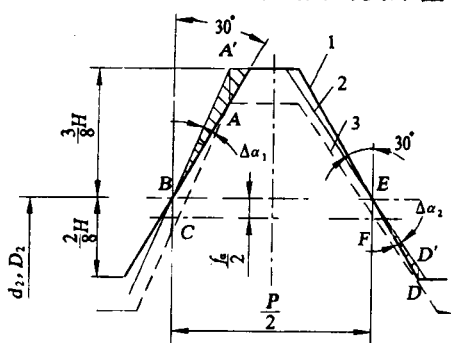


图 9-7 牙侧角偏差对旋合性的影响

参看图 9-7,假设内螺纹 1 具有理想牙型(左、右牙侧角的大小均为基本值  $30^\circ$ ),外螺纹 2 仅存在牙侧角偏差。图中,外螺纹左牙侧角偏差  $\Delta\alpha_1 < 0$ ,右牙侧角偏差  $\Delta\alpha_2 > 0$ ,则会在内、外螺纹牙侧产生干涉而不能旋合。为了消除干涉,保证旋合性,就必须将外螺纹螺牙沿垂直于螺纹轴线的方向向螺纹轴线移动  $\frac{f_a}{2}$ ,到达虚线 3 处,即需将外螺纹中径减少一个数值  $f_a$ 。同理,内螺纹存在牙侧角偏差时,为了保证旋合性,就必须将内螺纹的

中径增大一个数值  $F_a$ 。 $f_a$ (或  $F_a$ )称为牙侧角偏差的中径当量。

由图 9-7 中  $\triangle ABC$  和  $\triangle DEF$  可看出,左、右牙侧角偏差不同,两侧干涉区的最大径向干涉量  $AA'$  和  $DD'$  就不同,由于  $AA' = BC$ ,  $DD' = EF$ ,通常取它们的平均值作为  $\frac{f_a}{2}$ ,即:

$$\frac{f_a}{2} = \frac{BC + EF}{2}$$

在  $\triangle ABC$  和  $\triangle DEF$  中应用正弦定理,并注意到  $\alpha = 60^\circ$  时,则  $H = \sqrt{3}P/2$ 。经整理、运算得:

$$f_a = \frac{P}{4}(3|\Delta\alpha_1| + 2\Delta\alpha_2)$$

上式中,螺距基本值  $P$  的单位为 mm,  $\Delta\alpha_1$ 、 $\Delta\alpha_2$  的单位为 rad。如将  $\Delta\alpha_1$ 、 $\Delta\alpha_2$  的单位改为分('),所得  $f_a$  的单位改为  $\mu\text{m}$ ,因  $1' = 0.291 \times 10^{-3} \text{ rad}$ ,  $1\mu\text{m} = 10^{-3} \text{ mm}$ ,则上式写成:

$$f_a = 0.073P(3|\Delta\alpha_1| + 2\Delta\alpha_2)$$

考虑到  $\Delta\alpha_1$  和  $\Delta\alpha_2$  也可能分别为正值和负值,将上式写成通式如下:

$$f_a(\text{或 } F_a) = 0.073P(K_1|\Delta\alpha_1| + K_2|\Delta\alpha_2|) \quad (9-2)$$

对于外螺纹,当  $\Delta\alpha_1$ (或  $\Delta\alpha_2$ )为正值时,在中径与小径之间的牙侧产生干涉,相应的  $K_1$



(或  $K_2$ ) 取 2; 当  $\Delta a_1$  (或  $\Delta a_2$ ) 为负值时, 在中径与大径之间的牙侧产生干涉, 相应的  $K_1$  (或  $K_2$ ) 取 3。

对于内螺纹, 当  $\Delta a_1$  (或  $\Delta a_2$ ) 为正值时, 在中径与大径之间的牙侧产生干涉, 相应的  $K_1$  (或  $K_2$ ) 取 3; 当  $\Delta a_1$  (或  $\Delta a_2$ ) 为负值时, 在中径与小径之间的牙侧产生干涉, 相应的  $K_1$  (或  $K_2$ ) 取 2。

螺纹存在牙侧角偏差时, 通过将外螺纹中径减小一个数值  $f_a$ 、将内螺纹中径增大一个数值  $F_a$ , 虽可保证旋合性, 但内、外螺纹的牙侧角不相等, 会使牙侧接触面积减小, 也会使载荷相对集中到接触部位, 造成接触压力增加, 降低螺纹连接强度。

#### 四、作用中径、中径公差及保证螺纹互换性的条件

##### 1. 作用中径

实际螺纹可能同时存在螺距误差和牙侧角偏差, 中径实际尺寸也会偏离其基本尺寸。因此, 实际螺纹是否符合旋合性的要求, 取决于中径实际尺寸、螺距累积误差和牙侧角偏差的综合结果。

参看图 9-8a, 当外螺纹存在螺距误差和牙侧角偏差时, 该实际外螺纹就只能与一个中径较大的与实际外螺纹的牙侧外接的理想内螺纹(螺距和牙侧角的大小分别为各自基本值的假想包容螺纹)旋合。这就好像外螺纹中径增大了。用这个增大了的外螺纹中径, 方可判断该实际外螺纹是否符合旋合性要求, 它等于包容该实际外螺纹的理想内螺纹(假想包容螺纹)的中径, 称为外螺纹的作用中径, 用符号  $d_{2m}$  表示。它等于外螺纹的实际中径(用单一中径  $d_{2s}$  来表示)与螺距误差中径当量  $f_p$  及牙侧角偏差中径当量  $f_a$  之和, 即:

$$d_{2m} = d_{2s} + (f_p + f_a) \quad (9-3)$$

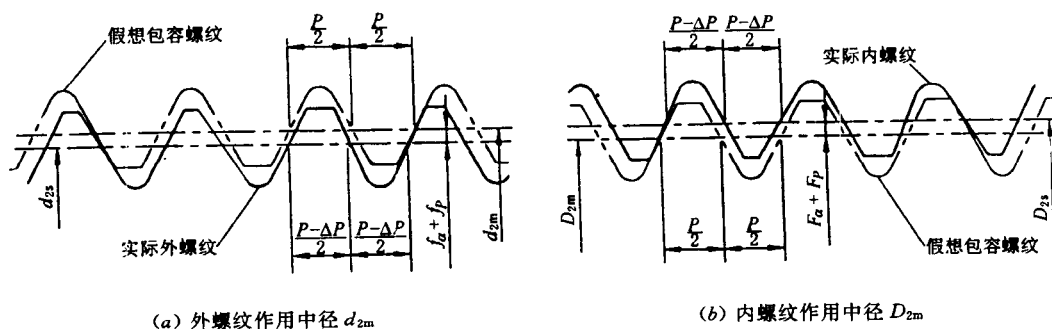


图 9-8 螺纹作用中径

同理, 参看图 9-8b, 当实际内螺纹存在螺距误差和牙侧角偏差时, 该实际内螺纹只能与一个中径较小的与实际内螺纹牙侧外接的理想外螺纹(螺距和牙侧角的大小分别为各自基本值的假想包容螺纹)旋合。这就好像内螺纹的中径减小了。用这个减小了的内螺纹中径, 方可判断该实际内螺纹是否符合旋合性要求, 它等于包容该实际内螺纹的理想外螺纹(假想包容螺纹)的中径, 称为内螺纹的作用中径, 用符号  $D_{2m}$  表示。它等于内螺纹的实际中径(用单一中径  $D_{2s}$  来表示)与螺距误差中径当量  $F_p$  及牙侧角偏差中径当量  $F_a$  之差, 即:

$$D_{2m} = D_{2s} - (F_p + F_a) \quad (9-4)$$

##### 2. 螺纹中径合格性判断原则

作用中径是用来判断螺纹可否旋合的中径, 外螺纹作用中径过大或内螺纹作用中径过

小都会影响旋合性。外螺纹单一中径过小或内螺纹单一中径过大,会影响螺纹连接强度。因此,中径合格与否直接影响着螺纹结合的互换性。判断中径的合格性应遵循泰勒原则:实际螺纹的作用中径不允许超出最大实体牙型的中径,并且实际螺纹上的任何部位的单一中径不允许超出最小实体牙型的中径。所谓最大和最小实体牙型,是指在螺纹中径公差范围内,分别具有材料量最多和最少且与基本牙型形状一致的螺纹牙型,如图 9-9 所示。

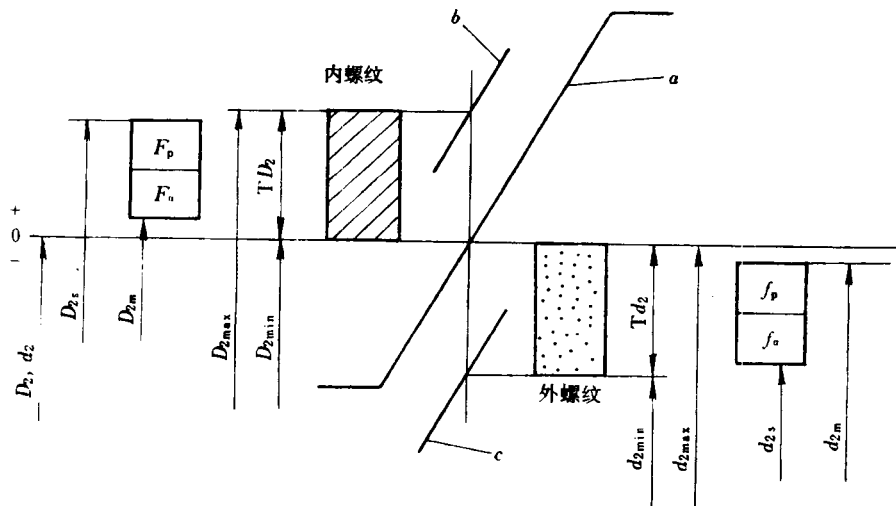


图 9-9 螺纹中径合格性判断

$a$ —内、外螺纹最大实体牙型;  $b$ —内螺纹最小实体牙型;  $c$ —外螺纹最小实体牙型

因此,螺纹中径的合格条件是:

对于外螺纹

$$d_{2r1} \leq d_{2max} \quad \text{且} \quad d_{2s} \geq d_{2min}$$

对于内螺纹

$$D_{2m} \geq D_{2min} \quad \text{且} \quad D_{2s} \leq D_{2max}$$

式中  $d_{2max}$  和  $d_{2min}$ ——外螺纹中径的最大和最小极限尺寸;

$D_{2max}$  和  $D_{2min}$ ——内螺纹中径的最大和最小极限尺寸。

### 3. 中径公差

由于螺纹中径的两个极限尺寸分别控制作用中径和单一中径,而作用中径又是单一中径与螺距误差中径当量及牙侧角偏差中径当量的综合,因此,中径公差具有三个作用:控制中径本身的尺寸偏差、控制螺距误差和控制牙侧角偏差。所以,就无需单独规定螺距公差和牙侧角公差。

参看图 9-9,  $TD_2$  和  $Td_2$  分别为内、外螺纹的中径公差。当螺纹的单一中径偏离最大实体牙型的中径时,允许螺距误差和牙侧角偏差适当增大。

## § 3 普通螺纹的公差与配合

GB197—81《普通螺纹 公差与配合》对公称直径为 1~355mm、螺距基本值为 0.2~6mm 的普通螺纹规定了螺纹配合最小间隙为零以及具有保证间隙的螺纹公差带、旋合长度

和精度等级。

### 一、螺纹公差带及旋合长度

螺纹公差带是沿基本牙型的牙侧、牙顶和牙底分布的公差带。它由相对于基本牙型的位置和大小两个要素组成。各个直径的公差和偏差均沿垂直于螺纹轴线方向计值。

#### 1. 螺纹公差带的位置和基本偏差

螺纹公差带相对于基本牙型的位置由基本偏差确定。GB197—81 规定,内螺纹中径和小径的下偏差 EI 与外螺纹中径和大径的上偏差 es 为基本偏差。并从易于装配和保证镀层厚度的需要考虑,规定了几种公差带位置,它们分别用大、小写英文字母表示:内螺纹有代号为 G 和 H 的两种基本偏差;外螺纹有代号为 e、f、g 和 h 的四种基本偏差。内、外螺纹的公差带位置分别如图 9-10 和图 9-11 所示。

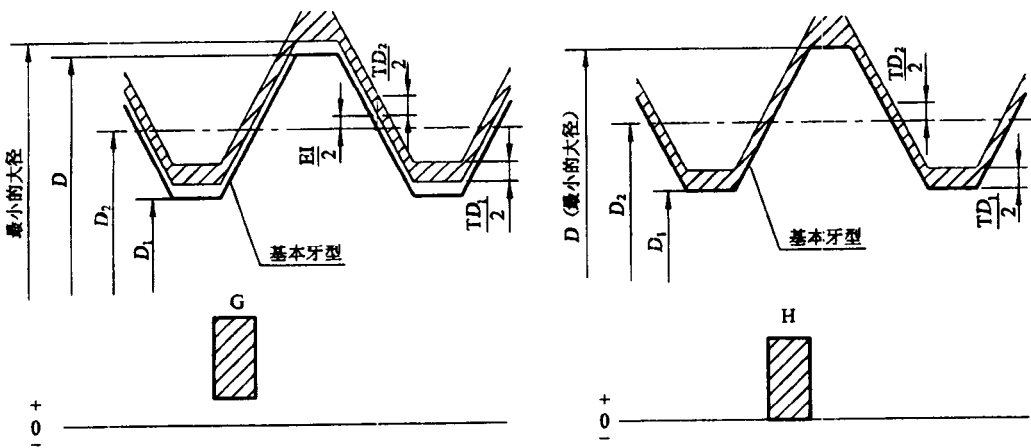


图 9-10 内螺纹公差带的位置

$TD_1$ —内螺纹小径公差;  $TD_2$ —内螺纹中径公差

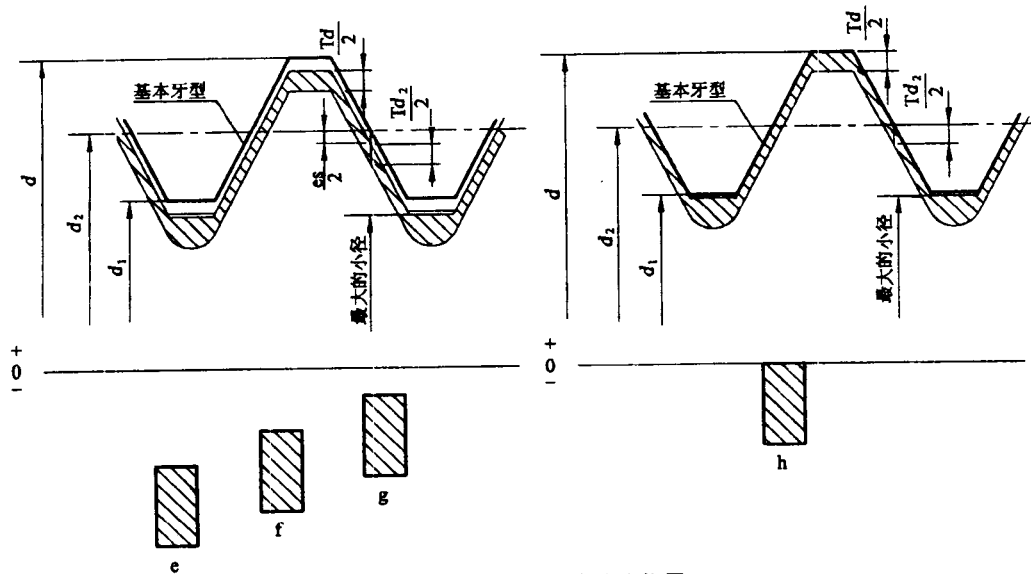


图 9-11 外螺纹公差带的位置

$Td$ —外螺纹大径公差;  $Td_2$ —外螺纹中径公差

由图可见, H 的基本偏差 EI 和 h 的基本偏差 es 均为零, G 的基本偏差为正值, e、f、g 的基本偏差为负值。它们的数值见附表 9-2。

## 2. 螺纹公差带的大小和公差等级

螺纹公差带的大小由公差值确定。GB197—81 对螺纹的中径和顶径分别规定了若干个公差等级, 它们分别用阿拉伯数字表示。具体规定如下:

螺纹直径	公差等级
内螺纹中径 $D_2$	4、5、6、7、8
内螺纹小径 $D_1$	4、5、6、7、8
外螺纹中径 $d_2$	3、4、5、6、7、8、9
外螺纹大径 $d$	4、6、8

各个公差等级中, 3 级最高, 等级依次降低, 9 级最低。

内、外螺纹中径公差值  $TD_2$ 、 $Td_2$  和顶径公差值  $TD_1$ 、 $Td$  分别见附表 9-3 和附表 9-2。

由于螺纹底径是由螺纹刀具在切制螺纹的同时形成的, 为了防止内、外螺纹的牙顶与牙底发生干涉, GB197—81 规定了内螺纹大径的最小极限尺寸和外螺纹小径的最大极限尺寸, 见图 9-10 和图 9-11。刀具的刀尖不可能也不应当做得很尖, 以免螺纹牙底做成尖形而影响螺纹强度, 所以可不规定内螺纹大径的最大极限尺寸, 一般情况下也不规定外螺纹小径的最小极限尺寸。但当螺纹联结承受交变载荷时, 不仅要规定外螺纹小径的最小极限尺寸, 还要保证做成圆滑牙底, 以免降低螺栓或螺钉的疲劳强度。

将螺纹公差等级代号和基本偏差代号组合, 就组成了螺纹公差带代号, 例如: 内螺纹公差带代号 7H, 外螺纹公差带代号 6g。

## 3. 旋合长度

旋合长度是螺纹设计中考虑的一个因素。GB197—81 按螺纹公称直径和螺距基本值规定了三组旋合长度, 分别称为短旋合长度、中等旋合长度和长旋合长度, 相应的代号分别为 S、N 和 L。设计时一般采用 N 组旋合长度。

## 二、螺纹的选用公差带与精度等级

根据螺纹配合的要求, 将不同的公差等级和不同的基本偏差组合可得到各种公差带。但为了减少螺纹刀具和量规的品种、规格, 普通螺纹公差带一般应按表 9-1 选用。

表 9-1 中, 螺纹公差带按短、中等、长三组旋合长度给出了精密、中等、粗糙三种精度等级。由表可见, 螺纹精度等级不仅与螺纹直径公差等级有关, 而且与旋合长度有关。当螺纹直径公差等级一定时, 旋合长度越长, 则加工时产生的螺距累积误差和牙侧角偏差可能就越大, 加工就越困难。因此直径公差等级相同而旋合长度不同的螺纹精度就不同。

精密级用于要求配合性质变动较小的精密螺纹; 中等级用于一般用途的螺纹; 粗糙级用于精度要求不高或制造比较困难的螺纹。

表 9-1 所列内、外螺纹公差带可任意组合成各种配合。配合代号用斜式分数形式表示, 分子代表内螺纹公差带代号, 分母代表外螺纹公差带代号。为了保证足够的接触高度, 完工后的螺纹最好组成 H/g、H/h 或 G/h 的配合。对于公称直径小于或等于 1.4mm 的螺纹副, 应采用 5H/6h 或更精密的配合。对于需要涂镀保护层的螺纹, 如无特殊规定, 涂镀前螺纹一般应按上列选用公差带制造, 涂镀后螺纹的实际轮廓上的任何点均不应超过按 H、h 确定的

最大实体牙型。

表 9-1 普通螺纹的选用公差带

精度等级	内 螺 纹 公 差 带			外 螺 纹 公 差 带		
	S	N	L	S	N	L
精 密 级	4H	4H5H	5H6H	(3h4h)	* 4h	(5h4h)
中 等 级	* 5H	<span style="border: 1px solid black;">* 6H</span>	7H	(5h6h)	* 6e * 6f	(7h6h)
	(5G)	(6G)	(7G)	(5g6g)	<span style="border: 1px solid black;">* 6g</span> * 3h	(7g6g)
粗 糙 级	—	7H (7G)	—	—	(3h) 3g	—

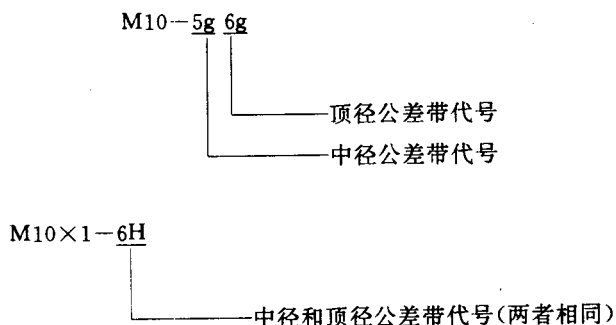
注：① 大量生产的精制紧固螺纹，推荐采用带方框的公差带。

② 带星号 \* 的公差带应优先选用，不带星号 \* 的公差带其次选用，加括号的公差带尽量不用。

③ 只有一个公差带代号(如 4H 和 4h)表示中径和顶径公差带相同；有两个公差带代号(如 4H5H 和 5h4h)中，前者表示中径公差带，后者表示顶径公差带。

### 三、螺纹标记

普通螺纹的完整标记由螺纹代号(尺寸规格和左、右旋)、螺纹公差带代号和螺纹旋合长度代号组成。螺纹公差带代号标注在螺纹代号之后，中间用短横符号“—”分开。如果螺纹的中径公差带与顶径公差带代号不同，则分别注出，前者表示中径公差带，后者表示顶径公差带。如果中径公差带与顶径公差带代号相同，则只标注一个代号。例如：



内、外螺纹装配在一起，它们的公差带代号用斜线分开，左边表示内螺纹公差带代号，右边表示外螺纹公差带代号。如：

M20×2—6H/6g

M20×2 左—6H7H/6g7g

在一般情况下，不标注螺纹旋合长度，螺纹公差带按中等旋合长度确定。必要时在螺纹公差带代号后面加注旋合长度代号 S 或 L，中间用短横符号“—”分开。例如：

M10—5g6g—S

M10—7H—L

特殊需要时，可标注螺纹旋合长度的数值(单位为 mm)，中间用短横符号“—”分开。例如：

M20×2—7g6g—40

#### 四、螺纹的表面粗糙度要求

螺纹牙侧表面的粗糙度主要根据中径公差等级确定,表 9-2 列出了螺纹牙侧表面的粗糙度参数  $R_a$  的推荐上限值。

表 9-2 螺纹牙侧表面粗糙度参数  $R_a$  值( $\mu\text{m}$ )

工 件	螺 纹 中 径 公 差 等 级		
	4,5	6,7	8,9
	$R_a$ 值		
螺栓、螺钉、螺母	1.6	3.2	3.2~6.3
轴及套筒上螺纹	0.8~1.6	1.6	3.2

#### 五、例题

有一普通螺纹配合  $M12 \times 1-6H/6g$ 。加工后测得参数实际值如下。内螺纹: $D_{2s}=11.441\text{mm}$ ,  $\Delta P_z=|+0.03|\text{mm}$ ,  $\Delta \alpha_1=-1^\circ 10'$ ,  $\Delta \alpha_2=+1^\circ 30'$ ; 外螺纹: $d_{2s}=11.265\text{mm}$ ,  $\Delta P_z=|-0.04|\text{mm}$ ,  $\Delta \alpha_1=+40'$ ,  $\Delta \alpha_2=-1^\circ$ 。试计算内、外螺纹的作用中径,并判断中径合格性。

解

(1) 确定中径极限尺寸

由附表 9-1 查得中径基本尺寸  $D_2=d_2=11.350\text{mm}$ 。由附表 9-3 和附表 9-2 分别查得中径公差  $TD_2=160\mu\text{m}$ ,  $Td_2=118\mu\text{m}$ ; 内螺纹中径基本偏差  $EI=0$ , 外螺纹中径基本偏差  $es=-26\mu\text{m}$ 。因此内螺纹中径的最小极限尺寸  $D_{2\min}=D_2+0=11.350\text{mm}$ , 最大极限尺寸  $D_{2\max}=D_{2\min}+TD_2=11.350+0.160=11.510\text{mm}$ 。外螺纹中径的最大极限尺寸  $d_{2\max}=d_2+es=11.350-0.026=11.324\text{mm}$ , 最小极限尺寸  $d_{2\min}=d_{2\max}-Td_2=11.206\text{mm}$ 。

(2) 计算内螺纹的作用中径

由式(9-1)得

$$F_P = 1.732\Delta P_z = 1.732 \times 0.03 = 0.052\text{mm}$$

由式(9-2)得

$$\begin{aligned} F_a &= 0.073P(K_1|\Delta \alpha_1| + K_2|\Delta \alpha_2|) \\ &= 0.073 \times 1(2 \times |-70'| + 3 \times |+90'|) = 0.030\text{mm} \end{aligned}$$

由式(9-4)得作用中径

$$D_{2m} = D_{2s} - (F_P + F_a) = 11.441 - (0.052 + 0.030) = 11.359\text{mm}$$

(3) 计算外螺纹的作用中径

由式(9-1)得

$$f_P = 1.732\Delta P_z = 1.732 \times 0.04 = 0.069\text{mm}$$

由式(9-2)得

$$\begin{aligned} f_a &= 0.073P(K_1|\Delta \alpha_1| + K_2|\Delta \alpha_2|) \\ &= 0.073 \times 1(2 \times |+40'| + 3 \times |-60'|) = 0.019\text{mm} \end{aligned}$$

由式(9-3)得作用中径

$$d_{2m} = d_{2s} + (f_P + f_a) = 11.265 + (0.069 + 0.019) = 11.353\text{mm}$$

## (4) 判断中径合格性

内螺纹  $D_{2m} = 11.359\text{mm} > D_{2\min} = 11.350\text{mm}$ , 且  $D_{2s} = 11.441\text{mm} < D_{2\max} = 11.510\text{mm}$ , 所以内螺纹中径合格。

外螺纹  $d_{2m} = 11.353\text{mm} > d_{2\max} = 11.324\text{mm}$ ,  $d_{2s} = 11.265\text{mm} > d_{2\min} = 11.206\text{mm}$ , 所以外螺纹中径不合格。

由于  $D_{2m} = 11.359\text{mm} > d_{2m} = 11.353\text{mm}$ , 因此, 内、外螺纹虽然能够自由旋合, 但保证不了指定的配合性质。

## § 4 普通螺纹的检测

普通螺纹是多参数要素, 有两类检测方法: 综合检验和单项测量。

## 一、综合检验

普通螺纹的综合检验是指用量规对影响螺纹互换性的几何参数偏差的综合结果进行检验。其中包括: 使用普通螺纹量规通规和止规分别对被测螺纹的作用中径(含底径)和单一中径进行检验; 使用光滑极限量规对被测螺纹的实际顶径进行检验。

检验内螺纹用的螺纹量规称为螺纹塞规, 检验外螺纹用的量规称为螺纹环规。

螺纹量规的设计应符合泰勒原则。参看图 9-12 和图 9-13, 螺纹量规通规模拟被测螺纹的最大实体牙型, 检验被测螺纹的作用中径是否超出其最大实体牙型的中径, 并同时检验底径实际尺寸是否超出其最大实体尺寸。因此, 通规应具有完整的牙型, 并且螺纹的长度等于被测螺纹的旋合长度。止规用来检验被测螺纹的单一中径是否超出其最小实体牙型的中径。因此止规采用截短牙型, 并且只有 2~3 个螺距的螺纹长度, 以减少牙侧角偏差和螺距误差对检验结果的影响。

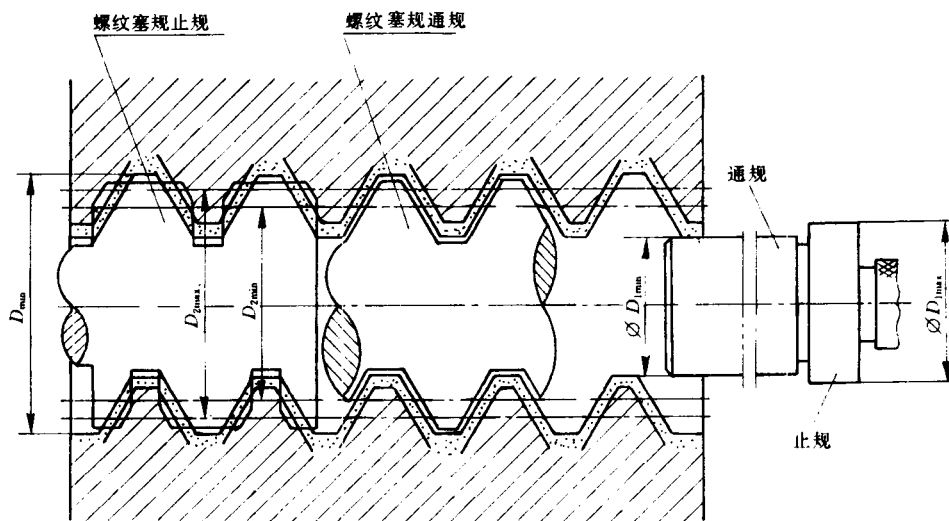


图 9-12 用螺纹塞规和光滑极限塞规检验内螺纹

如果被测螺纹能够与螺纹通规旋合通过, 且与螺纹止规不完全旋合通过(螺纹止规只允

许与被测螺纹两端旋合,旋合量不得超过两个螺距),就表明被测螺纹的作用中径没有超出其最大实体牙型的中径,且单一中径没有超出其最小实体牙型的中径,那么就可以保证旋合性和连接强度,则被测螺纹中径合格。否则不合格。

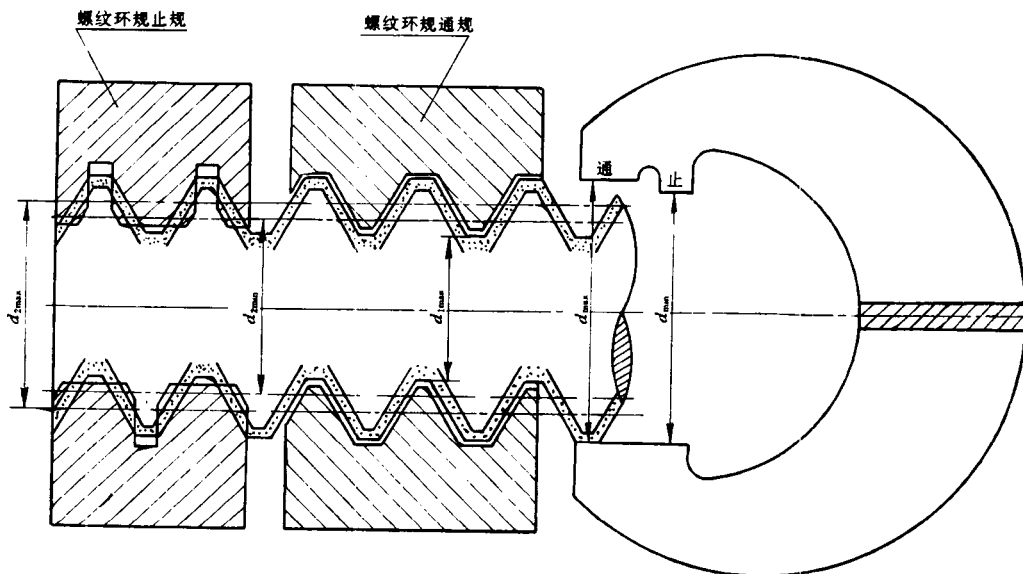


图 9-13 用螺纹环规和光滑极限卡规检验外螺纹

螺纹塞规、螺纹环规的通规和止规的中径、大径、小径和螺距、牙侧角都要分别确定相应的基本尺寸及极限偏差。检验螺纹顶径用的光滑极限量规通规和止规也要分别确定相应的定形尺寸及极限偏差,与检验孔、轴用的光滑极限量规类似。这些在 GB3934—83《普通螺纹量规》及其附录中都有具体规定。

## 二、单项测量

普通螺纹的单项测量是指分别对螺纹的各个几何参数进行测量。单项测量用于螺纹工件的工艺分析和螺纹量规、螺纹刀具的测量。常用的螺纹单项测法有以下几种。

### 1. 三针法测量外螺纹单一中径

参看图 9-14,将三根直径皆为  $d_0$  的刚性圆柱形量针放在被测螺纹对径位置的沟槽中,与两牙侧面接触,测量这三根量针外侧母线之间的距离(针距  $M$ )。量针放入螺纹沟槽后,其轴线并不与螺纹轴线垂直,而是顺着螺纹沟槽的旋向偏斜。量针与两牙侧面的接触点在螺纹法向剖面内,而不在通过螺纹轴线的剖面内。由于普通螺纹的螺旋升角很小,法向剖面与通过螺纹轴线的剖面间的夹角就很小,所以可近似地认为量针与两牙侧面在通过螺纹轴线的剖面内接触。由图 9-14a 可见,被测螺纹的单一中径  $d_{2s}$  与  $d_0$ 、 $M$ 、被测螺纹的螺距  $P$ 、牙型半角  $\alpha/2$  有如下关系:

$$d_{2s} = M - d_0 \left[ 1 + \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right] + \frac{P}{2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \quad (9-5)$$

由式(9-5)可知,影响单一中径测量精度的因素有:测量针距  $M$  时量仪的误差,量针形状误差和直径偏差,被测螺纹的螺距偏差和牙侧角偏差。为了避免牙侧角偏差对测量结果的



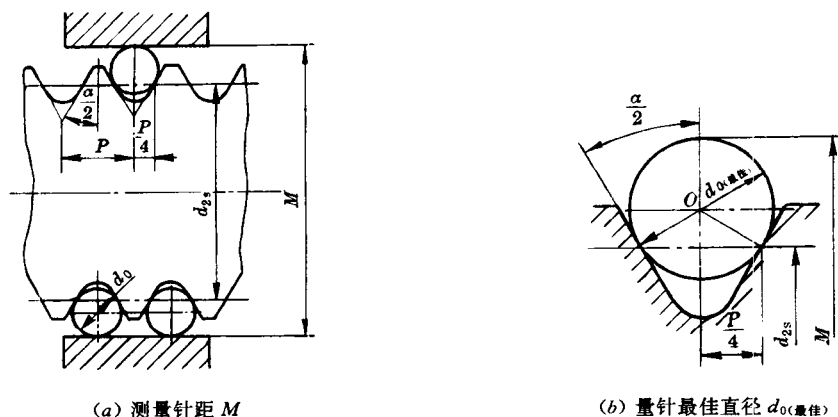


图 9-14 三针法测量外螺纹单一中径

影响,就必须选择量针的最佳直径,使量针与被测螺纹两牙侧面接触的两个切点间的轴向距离等于螺距基本值的一半( $P/2$ ),如图 9-14b 所示。量针最佳直径  $d_{0(\text{最佳})}$  用下式计算:

$$d_{0(\text{最佳})} = \frac{P}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (9-6)$$

## 2. 影像法测量螺纹各几何参数

影像法测量螺纹是指用工具显微镜将被测螺纹的牙型轮廓放大成像,按被测螺纹的影像来测量其螺距、牙侧角和中径,也可测量其大径和小径。具体的测量原理、步骤见与本教材配套的实验指导书。

## 3. 用螺纹千分尺测量外螺纹中径

螺纹千分尺是测量低精度螺纹的量具。参看图 9-15,将一对符合被测螺纹牙型角和螺距的锥形测头 3 和 V 形槽测头 2,分别插入千分尺两测砧的位置,以测量螺纹中径。为了满足不同螺距的被测螺纹的需要,螺纹千分尺带有一套可更换的不同规格的测头。

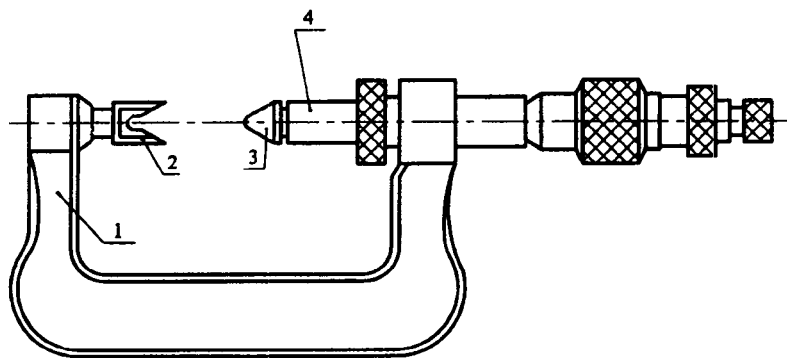


图 9-15 螺纹千分尺

1—千分尺身; 2—V 形槽测头; 3—锥形测头; 4—测微螺杆

将锥形测头和 V 形槽测头安装在内径千分尺上,也可以测量内螺纹。

## § 5 机床梯形螺纹丝杠和螺母的精度与公差

机床采用梯形螺纹丝杠和螺母作传动用和定位用。所用螺纹是牙型角为  $30^\circ$  的单线梯形螺纹,其基本牙型和各几何参数的基本尺寸皆取自 GB5796—86《梯形螺纹》。丝杠和螺母中径的基本尺寸相同;为了储存润滑油,在丝杠与螺母的顶径之间和底径之间分别留有间隙,所以螺母的大径和小径的基本尺寸分别大于丝杠的大径和小径的基本尺寸。机床丝杠和螺母所用的梯形螺纹的基本牙型见图 9-3,基本尺寸见附表 9-4。

JB2886—92《机床梯形螺纹丝杠、螺母技术条件》规定了与机床梯形螺纹丝杠、螺母有关的术语、定义及验收技术条件与检验方法。

### 一、丝杠和螺母的精度等级

机床丝杠和螺母各分为七个精度等级,分别用阿拉伯数字 3、4、5、6、7、8、9 表示。其中 3 级精度最高,精度依次降低,9 级精度最低。

各级精度的应用如下:3 级和 4 级用于超高精度的坐标镗床和坐标磨床的传动定位丝杠和螺母。5 级和 6 级用于高精度的齿轮磨床、螺纹磨床和丝杠车床的主传动丝杠和螺母。7 级用于精密螺纹车床、齿轮机床、镗床、外圆磨床和平面磨床等的精确传动丝杠和螺母。8 级用于普通车床和普通铣床的进给丝杠和螺母。9 级用于带分度盘的进给机构的丝杠和螺母。

### 二、丝杠公差

为了保证丝杠的精度,对丝杠应规定下列的公差或极限偏差。

#### 1. 螺旋线轴向公差

螺旋线轴向误差是指实际螺旋线相对于理论螺旋线在轴向偏离的最大代数差值(图 9-16),在丝杠螺纹的任意  $2\pi$  rad 内、任意 25mm、100mm、300mm 螺纹长度内及螺纹有效长度内考核且在螺纹中径线上测量。它们分别用代号  $\Delta I_{2\pi}$ 、 $\Delta I_{25}$ 、 $\Delta I_{100}$ 、 $\Delta I_{300}$  及  $\Delta I_L$  表示。螺旋线轴向误差能够直接反映丝杠的位移精度。

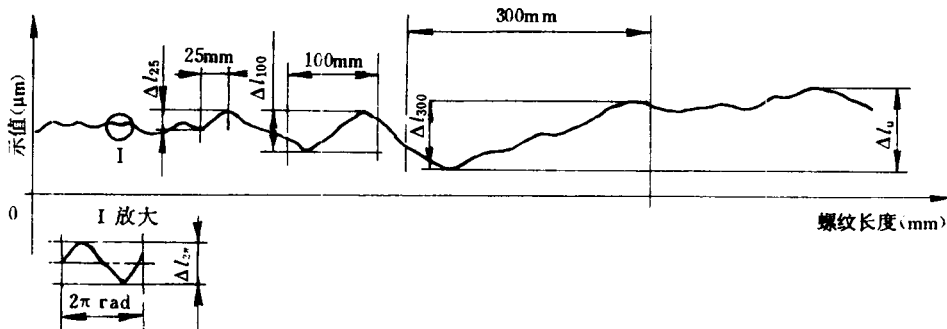


图 9-16 螺旋线轴向误差曲线

螺旋线轴向公差是指螺旋线轴向实际测量值相对于理论值允许的变动量,适用于 3~6 级精度丝杠。它包括任意  $2\pi$  rad 内的螺旋线轴向公差和任意 25mm、100mm、300mm 螺纹长度内的螺旋线轴向公差及螺纹有效长度内的螺旋线轴向公差。它们的数值见附表 9-5。

## 2. 螺距公差和螺距累积公差

对于 7~9 级丝杠,用螺距偏差和螺距累积误差(图 9-17)反映丝杠的位移精度。这两项误差在螺纹中径线上测量,分别用螺距公差和螺距累积公差控制。

螺距偏差是指各个螺距的实际值与基本值之差中的最大绝对值,用代号  $\Delta P$  表示。螺距累积误差是指在规定的长度内,螺纹任意两同侧表面间的实际轴向距离与其基本值之差的最大绝对值,在丝杠螺纹的任意 60mm、300mm 螺纹长度内及螺纹有效长度内测量,分别用代号  $\Delta P_l$  和  $\Delta P_{lv}$  表示。

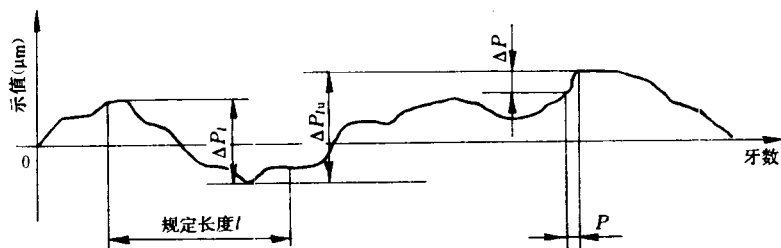


图 9-17 螺距误差曲线

螺距公差是指螺距的实际值相对于其基本值允许的变动量。螺距累积公差是指在规定的螺纹长度内,螺纹牙型任意两同侧表面间的实际轴向距离相对于其基本值允许的变动量,它包括任意 60mm、300mm 螺纹长度内的螺距累积公差及螺纹有效长度内的螺距累积公差。它们的数值见附表 9-6。

## 3. 中径尺寸的一致性公差

丝杠螺纹全上各处中径实际尺寸变动,会影响丝杠与螺母的配合间隙的均匀性,降低丝杠的位移精度。因此,对丝杠螺纹应规定有效长度范围内的中径尺寸的一致性公差。其数值见附表 9-7。

## 4. 大径表面对螺纹轴线的径向圆跳动公差

丝杠螺纹轴线若弯曲,会影响丝杠与螺母的配合间隙的均匀性,降低丝杠的位移精度。因此,对丝杠螺纹应规定大径表面对螺纹轴线的径向圆跳动公差来控制丝杠轴线弯曲,其数值见附表 9-8。

## 5. 牙侧角极限偏差

牙侧角偏差是指丝杠螺纹牙侧角的实际值与其基本值之差,用牙侧角极限偏差控制。牙侧角偏差使丝杠与螺母牙侧面接触部位减小,导致丝杠易于磨损,加之丝杠各段的使用时间不等,磨损不同,进而影响丝杠的位移精度。牙侧角极限偏差用于 3~8 级丝杠,其数值见附表 9-9。

各级精度丝杠的区别就表现在反映丝杠位移精度的上述 5 个项目。

## 6. 大径、中径和小径的极限偏差

为了控制丝杠传动所需的间隙,还应规定丝杠螺纹的大径、中径、小径的极限偏差,各级精度都取相同的数值,见附表 9-10。大径和小径的上偏差均为零,下偏差为负值。中径的上、下偏差皆为负值。

6 级以上配制螺母的丝杠中径公差也按附表 9-10 规定,但公差带的位置为它相对于以

基本尺寸为零线的两侧对称分布。

### 三、螺母公差

为了保证螺母的精度,对螺母应规定大径、中径和小径的极限偏差。螺母的螺旋线误差也影响位移精度,但由于螺母的螺纹长度较短,且测量不方便,就不单独规定螺距公差和牙侧角极限偏差,而由中径公差综合控制。

螺母螺纹大径和小径的极限偏差不分精度等级,只有一种,数值见附表 9-11。

非配制螺母螺纹中径的极限偏差分为 6、7、8、9 四个精度等级。精度越高,则中径公差就越小,保证配合间隙就越小。它们的数值见附表 9-12。

配制螺母中径的极限尺寸以丝杠中径的实际尺寸为基数,按 JB2886—92 规定的螺母与丝杠配制的中径径向间隙来确定,该径向间隙的数值见附表 9-13。

### 四、丝杠和螺母螺纹的表面粗糙度要求

丝杠和螺母螺纹的表面粗糙度参数  $R_a$  的上限值见附表 9-14。

### 五、丝杠和螺母螺纹的标记

机床丝杠和螺母产品的标记由产品代号 T、尺寸规格、旋向代号和精度等级代号组成。

尺寸规格用“公称直径×螺距”表示,它们的单位为 mm。当螺纹为左旋时,需在尺寸规格之后标注“LH”,右旋则不标注。当螺纹为右旋时,精度等级代号标注在尺寸规格之后;当螺纹为左旋时,精度等级代号标注在“LH”之后;两者之间用短横线“—”隔开。

例如:公称直径为 55mm,螺距为 12mm,6 级精度的右旋丝杠螺纹的标记为 T55×12—6。公称直径为 55mm,螺距为 12mm,6 级精度的左旋丝杠螺纹的标记为 T55×12LH—6。

## § 6 滚珠丝杠副的精度与验收

滚珠丝杠副是由滚珠丝杠、滚珠螺母和滚珠组成的部件,如图 9-18 所示。它可将旋转运动转变为直线运动或将直线运动转变为旋转运动。

在滚珠丝杠和滚珠螺母体上都有供滚珠运动用的螺旋槽,它称为滚道。滚珠丝杠副通过滚道内的滚珠在滚珠螺母和滚珠丝杠间传递载荷。在轴向力的作用下,滚珠与滚珠丝杠及滚珠螺母体上的滚道同时接触。

滚道在节圆柱面上的法向截形如图 9-19 所示。这截形为丝杠导程等于公称导程时,通过滚珠球心的螺旋线的法平面与滚道表面的交线。常用的滚道截形有单圆弧形和双圆弧形两种。

按用途,滚珠丝杠副分为定位滚珠丝杠副(P 型)和传动滚珠丝杠副(T 型)两种。与梯形螺纹丝杠及螺母组成的滑动螺旋传动相比较,滚珠丝杠副具有传动灵活、传动效率高、工作寿命长、运动平稳、同步而无爬行、没有逆向间隙等特点。因此,在数控机床和机械产品中,广泛采用滚珠丝杠副作为传动元件和定位元件。

GB17587—1998《滚珠丝杠副》规定了滚珠丝杠副有关的术语、定义及验收技术条件和验收方法。

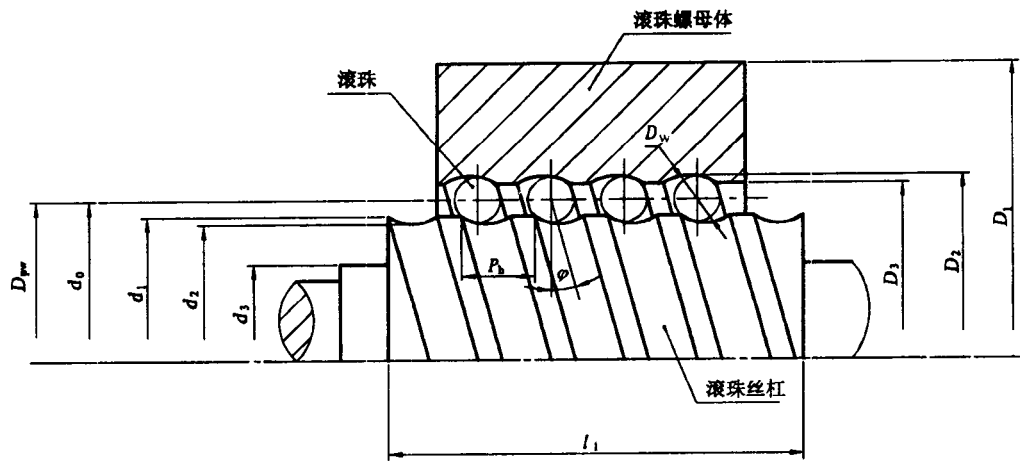


图 9-18 滚珠丝杠副及其几何参数

$d_0$ —公称直径； $d_1$ —滚珠丝杠螺纹外径； $d_2$ —滚珠丝杠螺纹底径； $d_3$ —丝杠轴颈直径； $D_1$ —滚珠螺母体外径； $D_2$ —滚珠螺母体螺纹底径； $D_3$ —滚珠螺母体螺纹内径； $D_{pw}$ —节圆直径； $D_w$ —滚珠直径； $l_1$ —丝杠螺纹全长； $P_h$ —导程； $\varphi$ —导程角

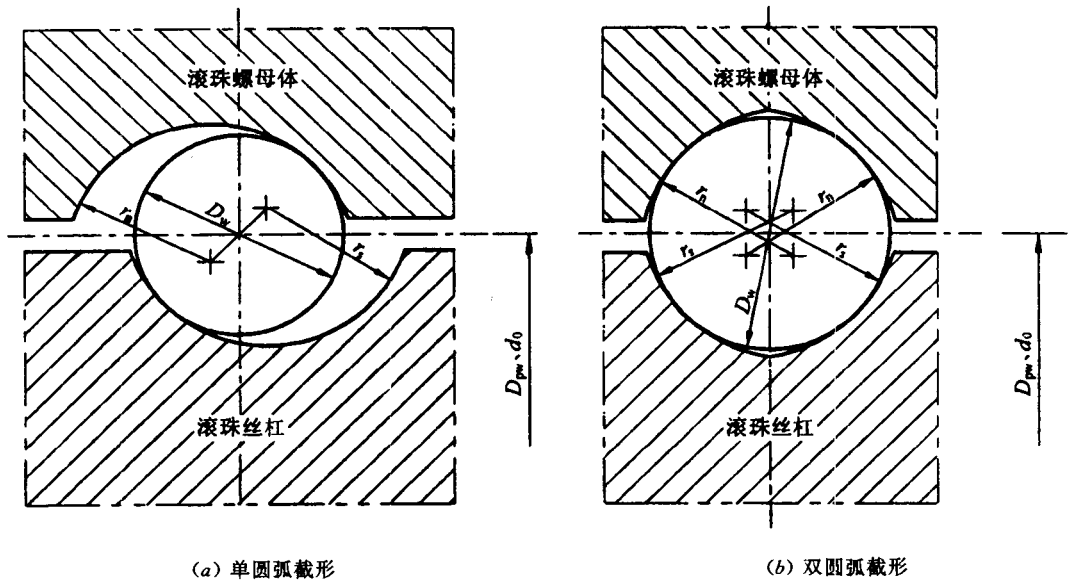


图 9-19 滚道法向截形

$D_{pw}$ —节圆直径； $d_0$ —公称直径； $D_w$ —滚珠直径； $r_a$ —滚珠螺母体滚道半径； $r_s$ —滚珠丝杠滚道半径

一、滚珠丝杠副的主要几何参数

由于滚珠丝杠副的螺纹与普通螺纹、梯形螺纹在结构上有所不同，因此前者几何参数及其定义与后两者就有所不同。与滚珠丝杠副有关的几何参数及其符号见图 9-18。

1. 公称直径

公称直径  $d_0$  是用于标识滚珠丝杠副的尺寸值(无公差)。

## 2. 节圆直径

节圆直径  $D_{pw}$  是指滚珠与滚珠丝杠及滚珠螺母位于理论接触点时滚珠球心所包络的圆柱的直径。通常节圆直径与公称直径相等。

## 3. 行程

行程是  $l$  指转动滚珠丝杠或滚珠螺母时, 滚珠丝杠或滚珠螺母的轴向位移量。

## 4. 导程、公称导程和目标导程

导程  $P_h$  是指滚珠螺母相对于滚珠丝杠旋转  $2\pi$  rad 时的行程。公称导程  $P_{h0}$  是指标识滚珠丝杠副尺寸的导程值(无公差)。滚珠丝杠副的公称直径和公称导程业已系列化, 见附表 9-15。目标导程  $P_{hs}$  是指根据实际使用需要提出的具有方向目标要求的导程。这个导程值通常比公称导程值稍小一点, 用以补偿丝杠工作时温度上升和载荷引起的伸长量。

由于加工误差的存在, 实际导程不会恰好等于公称导程或目标导程。

## 5. 公称行程、目标行程、实际行程、实际平均行程和有效行程

参看图 9-20, 公称行程  $l_0$  是指公称导程与转数的乘积。目标行程  $l_s$  是指目标导程与转数的乘积。实际行程  $l_a$  是指在给定转数的情况下, 滚珠螺母相对于滚珠丝杠(或者滚珠丝杠相对于滚珠螺母)的实际轴向位移。实际平均行程  $l_m$  是指对实际行程曲线拟合而得到的拟合直线所表示的行程, 该直线可按最小二乘原理计算或图解确定。有效行程  $l_e$  是指有指定精度要求的行程部分。

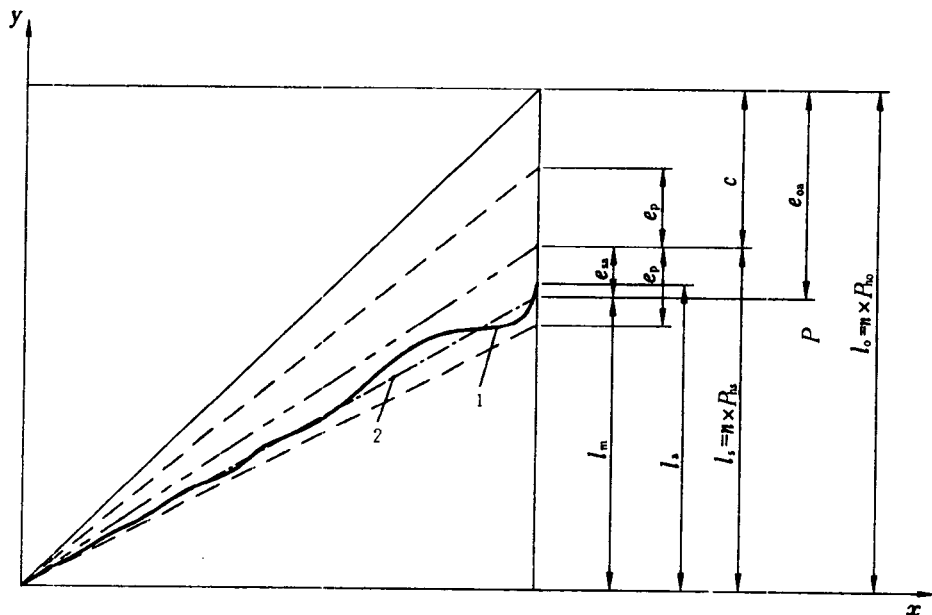


图 9-20 行程、行程补偿值、与行程有关的偏差

$x$ —转角( $n \times 2\pi$  rad);  $y$ —行程;  $n$ —转数; 1—实际行程曲线; 2—实际行程曲线的拟合直线

## 6. 行程补偿值

行程补偿值  $c$  是指在有效行程内, 目标行程与公称行程之差。通常, 传动滚珠丝杠副的  $c = 0$ ; 定位滚珠丝杠副的  $c$  值根据实际需要由用户提出, 一般为负值。  $c = l_s - l_0 = n(P_{hs} - P_{h0})$ ,  $n$  为转数。

## 二、滚珠丝杠副的标准公差等级

GB/T17587.3—1998 对滚珠丝杠副规定了 7 个标准公差等级,它们分别用阿拉伯数字 1、2、3、4、5、7、10 表示。其中,1 级的精度最高,等级依次降低,10 级的精度最低。通常,传动滚珠丝杠副采用 7 级和 10 级,定位滚珠丝杠副采用 1 级、2 级、3 级、4 级和 5 级。

## 三、滚珠丝杠副的验收

由于加工误差的存在,滚珠丝杠与滚珠螺母沿轴线的实际相对位移量不会与所要求的特定行程量(公称行程或目标行程)相同,而是前者相对于后者有一定的偏差。这会影响滚珠丝杠副的行程精度和定位精度。对滚珠丝杠副的验收,主要是测量其实际平均行程偏差和不同位置上的行程变动量,并按对其给定的标准公差等级确定它们是否符合技术要求的规定。

### 1. 实际平均行程偏差

参看图 9-21,粗实线 1 为实际行程偏差曲线,它反映实际行程对特定行程(公称行程或目标行程)偏离的程度;点划线 2 为实际行程偏差曲线的拟合直线(可按最小二乘原理计算或图解确定),它反映实际平均行程对公称行程或目标行程的偏离程度。

在有效行程范围内的实际平均行程偏差有两种(同时参看图 9-20):实际平均行程  $l_m$  与公称行程  $l_0$  之差,用符号  $e_{0a}$  表示;实际平均行程  $l_m$  与目标行程  $l_s$  之差,用符号  $e_{sa}$  表示。 $e_{0a}$  和  $e_{sa}$  可能为正值,也可能为负值,用行程极限偏差  $e_p$  来控制,合格条件为:

$$-e_p \leq e_{0a} (\text{或 } e_{sa}) \leq +e_p$$

$e_p$  的数值见附表 9-16。

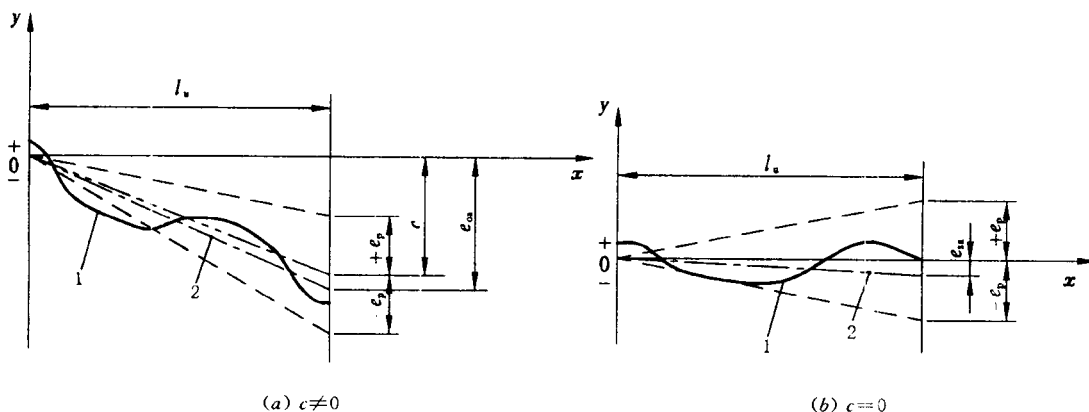


图 9-21 实际平均行程偏差及行程极限偏差

$x$ —特定行程量;  $y$ —行程偏差;  $l_u$ —有效行程

### 2. 行程变动量

参看图 9-22,行程变动量是指平行于实际平均行程曲线的拟合直线 2 且包容实际行程偏差曲线 1 的两平行直线之间的宽度,按坐标距离计量。

行程变动量应在滚珠丝杠副的任意  $2\pi$  rad 行程、任意 300mm 行程和有效行程  $l_u$  测量,按坐标距离计量。它们分别用符号  $V_{2\pi a}$ 、 $V_{300a}$ 、 $V_{ua}$  表示。

为了控制滚珠丝杠副在不同位置上的实际行程对特定行程的变动量  $V_{2\pi a}$ 、 $V_{300a}$ 、 $V_{ua}$ ,应分别规定其任意  $2\pi$  rad 行程、任意 300mm 行程和有效行程  $l_u$  范围内的实际行程变动量的

公差  $V_{2\pi p}$ 、 $V_{300p}$ 、 $V_{up}$ ，它们的数值见附表 9-16 和附表 9-17。它们的合格条件分别是：

$$V_{2\pi a} \leq V_{2\pi p}, V_{300a} \leq V_{300p}, V_{ua} \leq V_{up}$$

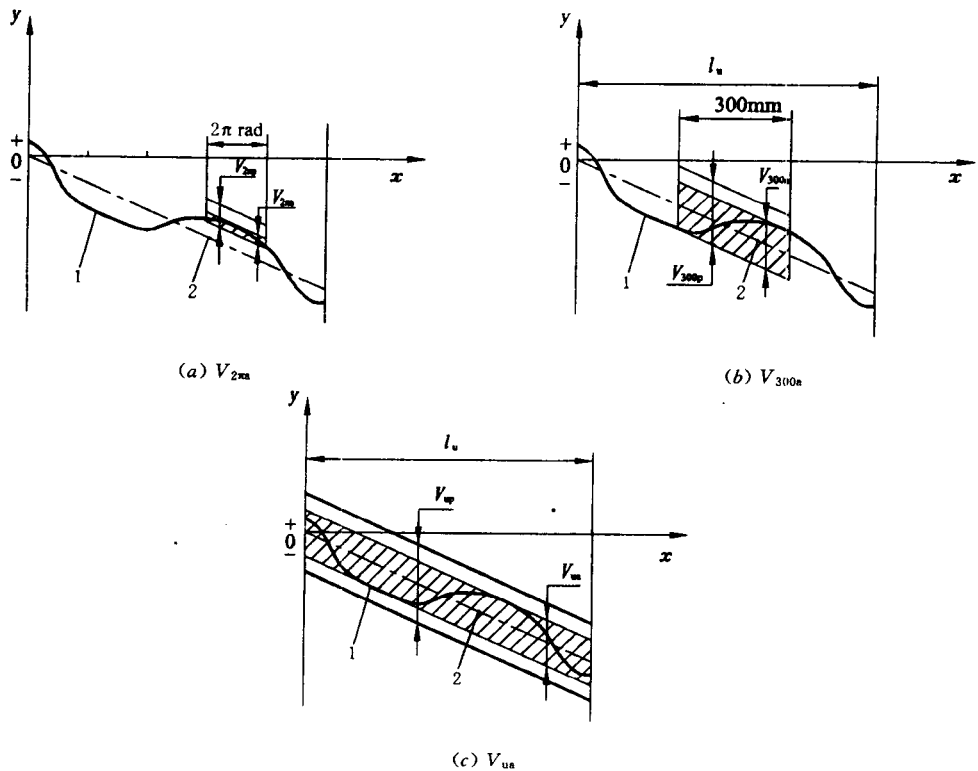
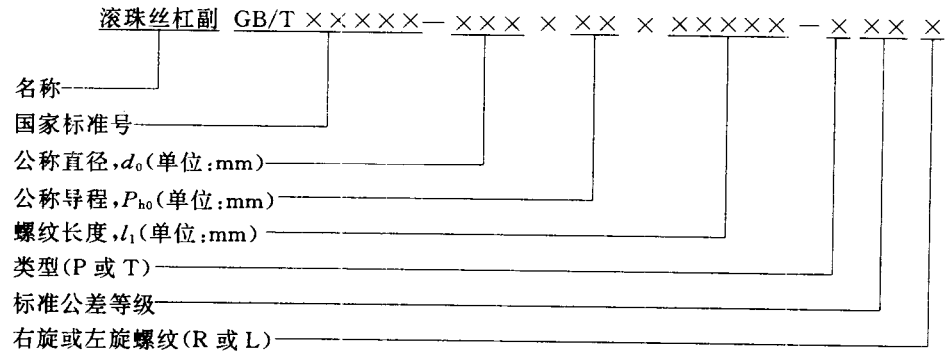


图 9-22 行程变动量  $V_{2\pi a}$ 、 $V_{300a}$ 、 $V_{ua}$

$x$ —特定行程量； $y$ —行程偏差； $l_u$ —有效行程

四、滚珠丝杠副的标记

滚珠丝杠副的标记应该包括下列按给定顺序排列的内容。



例如, 滚珠丝杠副 GB/T17587—50×10×1680—T7R 表示: 公称直径为 50mm, 公称导程为 10mm, 螺纹长度为 1680mm, 标准公差等级为 7 级的右旋传动滚珠丝杠副。



## 第十章 圆柱齿轮公差与检测

在各种机器和仪器的传动装置中,齿轮传动的应用非常广泛。齿轮的精度在一定程度上影响着整台机器或仪器的精度。齿轮用来传递运动和动力,齿轮传动的质量直接影响机器或仪器的工作性能和使用寿命。为了保证齿轮传动的精度和互换性,就需要给出齿轮公差和切齿前的齿坯公差以及齿轮箱体公差。对此,我国发布了相应的国家标准 GB10095—88《渐开线圆柱齿轮精度》。下面结合该标准,从对齿轮传动的使用要求出发,分析齿轮的加工误差和评定指标以及齿轮副的评定指标,阐述渐开线圆柱齿轮的精度设计和测量方法。

### § 1 对齿轮传动的使用要求

对齿轮传动的使用要求可归纳为以下四个方面。

#### 一、传递运动的准确性

传递运动的准确性是指要求齿轮在一转范围内传动比变化尽量小,以保证从动齿轮与主动齿轮的运动协调。参看图 10-1a,如果相互啮合的主、从动齿轮皆为理想齿轮,则在从动齿轮一转范围内的传动比保持为常数  $i_0$ ,从动齿轮与主动齿轮的运动完全协调,因此传递运动准确。而实际上,由于齿轮加工误差的存在,齿轮在每一转内的传动比是变化的。参看图 10-1b,如果主动齿轮为理想齿轮,从动齿轮具有以它一转为周期的误差(按正弦规律变化),则当主动齿轮匀速回转时,从动齿轮会渐快渐慢地不均匀回转,传动比由大到小,再由小到大,周而复始地变化。这样一来,从动齿轮与主动齿轮的运动就不协调,因此传递运动就不准确。

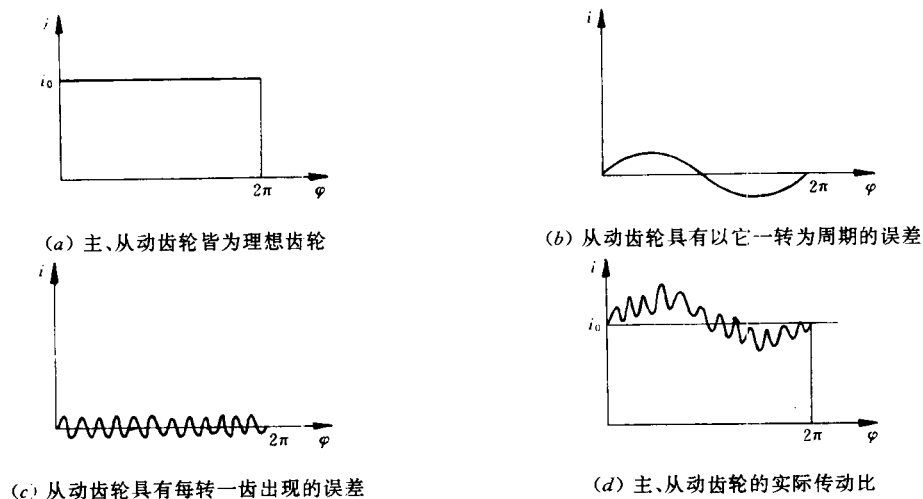


图 10-1 从动齿轮一转范围内传动比的变化

$\varphi$ —从动齿轮的转角;  $i$ —传动比

## 二、传动的平稳性

传动的平稳性是指要求齿轮传动过程中瞬时传动比变化尽量小,以减小齿轮传动中的冲击、振动和噪声。参看图 10-1c,理想的主动齿轮与具有每转一齿出现误差的从动齿轮啮合,当主动齿轮匀速回转时,从动齿轮会或快或慢地不均匀回转,在从动齿轮一个齿距角范围内的传动比会多次变化,因而传动不平稳,产生振动和噪声。

应当指出,传递运动不准确和传动不平稳,都是齿轮传动比变化引起的,实际上在齿轮回转过程中,两者是同时存在的,如图 10-1d 所示。

引起传递运动不准确的传动比最大变化量以齿轮一转周期,且波幅大;而瞬时传动比的变化,是由齿轮每个齿距角内的单齿误差引起的,在齿轮一转内单齿误差频繁出现,且波幅小,影响齿轮传动平稳性。

## 三、载荷分布均匀性

载荷分布均匀性是指要求齿轮在啮合时,工作齿面接触良好,载荷分布均匀,避免载荷集中于局部齿面,造成局部齿面磨损或折断,以保证齿轮传动有较大的承载能力和较长的使用寿命。

## 四、侧隙

侧隙即齿侧间隙,是指要求齿轮副啮合时非工作齿面间具有适当的间隙。侧隙是在齿轮、轴、箱体和其他零部件装配成减速器、变速箱或其他传动装置后自然形成的,适当的齿侧间隙用来贮存润滑油,补偿热变形和弹性变形,防止齿轮在工作中发生齿面烧蚀或卡死,以使齿轮副能够正常工作。

上述四项要求中,前三项是对齿轮传动的精度要求。不同用途的齿轮及齿轮副,对每项精度要求的侧重点是不同的。例如,钟表控制系统或随动系统中的计数齿轮传动、分度齿轮传动的侧重点是传递运动的准确性,以保证主、从动齿轮的运动协调一致;机床和汽车变速箱中的变速齿轮传动的侧重点是传动平稳性和载荷分布均匀性,以降低振动和噪声并保证承载能力;重型机械(如轧钢机)中传递动力的低速重载齿轮传动的侧重点是载荷分布均匀性,以保证承载能力;涡轮机中的高速重载齿轮传动,由于传递功率大、圆周速度高,对三项精度都有较高的要求;卷扬机中的齿轮传动,露天工作,对三项精度要求都不高。因此,对不同用途的齿轮和侧重的使用要求,应规定不同的精度等级,以适应不同的要求,获得最佳的技术经济效益。

侧隙与前三项要求有所不同,是独立于精度要求的另一类要求。齿轮副所要求侧隙的大小,主要取决于齿轮副的工作条件。对重载、高速齿轮传动,由于受力、受热变形较大,侧隙也应大些,以补偿较大的变形和通过润滑油,而经常正转、逆转的齿轮,为了减小回程误差,应适当减小侧隙。

齿轮传动是齿轮、轴、轴承和箱体等零部件的总和,这些零部件的制造和安装误差都将影响对齿轮传动的四项使用要求,其中齿轮加工误差和齿轮副安装误差的影响极大。

下面阐述直齿圆柱齿轮上影响上述四项使用要求的主要误差、精度和侧隙的评定指标以及公差和极限偏差项目。

## § 2 齿轮传递运动准确性的误差根源、评定指标和公差

### 一、影响齿轮传递运动准确性的主要误差

影响齿轮传递运动准确性的误差,是指由于齿轮齿距分布不均匀而产生的以齿轮一转作为周期的误差。渐开线齿轮的加工方法很多,如滚齿、插齿、剃齿、磨齿等,下面以应用较广的滚齿来分析齿轮加工误差。

参看图 10-2,滚齿过程是滚刀 6 与齿坯 2 强制啮合的过程。滚刀的纵向剖切面形状为标准齿条,滚刀每转动一转,该齿条移动一个齿距。齿坯安装在工作台 3 的心轴 1 上,通过分齿传动链,使得滚刀转过一转时,工作台恰好转过一个齿距角,滚刀和工作台连续回转,切出所有轮齿的齿形;滚刀架沿刀架导轨向下移动,切出全齿宽,滚刀切入齿坯的深度,决定齿轮齿厚的大小。在滚齿过程中,不可避免地存在几何偏心和运动偏心。

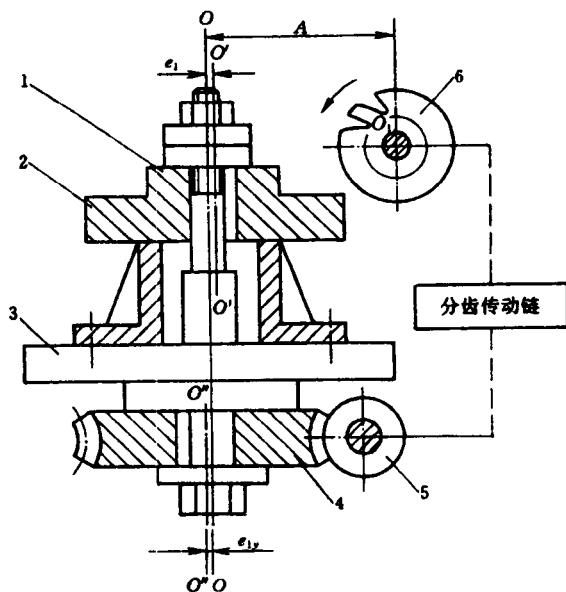


图 10-2 滚齿加工示意图

1—心轴; 2—齿坯; 3—工作台; 4—分度蜗轮; 5—分度蜗杆; 6—滚刀

#### 1. 几何偏心

几何偏心是指齿坯在机床工作台心轴上的安装偏心。参看图 10-2,由于齿坯定位孔与心轴(它与工作台同轴线)之间有间隙等因素的影响,使齿坯定位孔的轴线  $O'O'$  (即齿坯几何中心)与工作台回转轴线  $OO$  不重合而产生偏心  $e_1 = \overline{OO'}$ ,它称为几何偏心。

参看图 10-3,  $O$  为机床工作台回转中心(即齿坯旋转中心),  $O'$  为齿坯定位孔中心,几何偏心  $e_1 = \overline{OO'}$ 。在滚齿过程中,滚刀轴线  $O_1O_1$  的位置固定不变,工作台回转中心  $O$  至  $O_1O_1$  的距离  $A$  保持不变,齿坯定位孔中心  $O'$  绕工作台回转中心  $O$  转动,因此在齿坯转  $360^\circ$  过程中其定位孔中心  $O'$  至  $O_1O_1$  的距离  $A'$  是变动的,其最大距离  $A'_{\max}$  与最小距离  $A'_{\min}$  之差为  $2e_1$ 。由于齿坯距滚刀时远时近,因而切出的各个齿槽的深度不相同。若不考虑其他因素的影响(设机床分度蜗轮中心  $O''$  与工作台回转中心  $O$  重合),则所切各个轮齿在以  $O$  为圆心的圆



必须指出,运动偏心产生的齿轮误差,除了也以齿轮一转为周期以外,其性质与几何偏心产生的齿轮误差的性质是不同的:有几何偏心时,齿圈上各个轮齿的形状和位置相对于切齿时加工中心  $O$  来说,是没有误差的;但相对于齿轮定位孔中心  $O'$  来说,就有误差了,各齿的齿高是变化的。而有运动偏心时,虽然滚刀切削刃相对于切齿时加工中心  $O$  的位置是不变的,但齿圈上各个轮齿的形状和位置相对于  $O$  来说是有误差的,各齿的齿高却是不变的。

齿轮的几何偏心和运动偏心是同时存在的,且两者造成的齿距分布不均匀皆以齿轮一转周期,可能叠加,也可能抵消。齿轮传递运动的准确性可以用这两种偏心的综合结果来评定,也可以同时用这两种偏心的大小来评定。

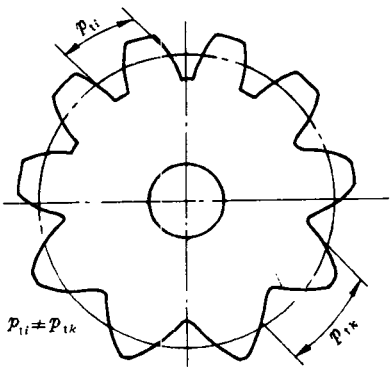


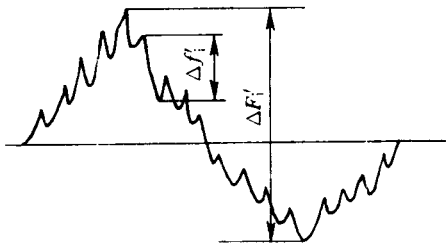
图 10-5 具有运动偏心的齿轮

### 二、齿轮传递运动准确性的评定指标及其检测

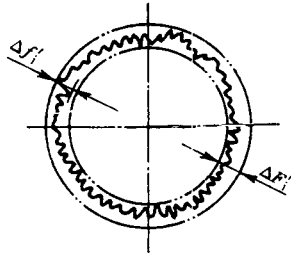
为了揭示几何偏心和运动偏心或者它们的综合结果,评定齿轮传递运动的准确性,可以采用下列各组评定指标中的一组评定指标。

#### 1. 切向综合误差

切向综合误差  $\Delta F'_t$  是指被测齿轮与理想精确的测量齿轮单面啮合时,在被测齿轮一转内,实际转角与公称转角之差的总幅度值,见图 10-6。该误差以分度圆弧长计值。



(a) 长图



(b) 圆图

图 10-6 切向综合误差

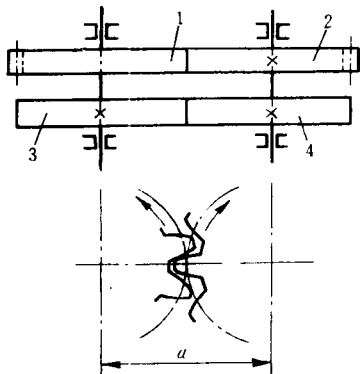


图 10-7 单啮仪测量原理图

$\Delta F'_t$  用齿轮单面啮合综合测量仪(单啮仪)测量。单啮仪具有比较装置,该装置能实现或模拟均匀的运动传递。测量基准为被测齿轮的基准轴线。参看图 10-7,被测齿轮 1 与测量齿轮 2 在设计中心距  $a$  上作单面啮合,它们分别与直径准确等于齿轮分度圆直径的两个摩擦盘(圆盘)同轴安装,齿轮 2 和圆盘 4 固定在同一根轴上,并且同步转动。齿轮 1 和圆盘 3 可在同一根轴上作相对转动。齿轮 1 相对于圆盘 3 的角位移就是被测齿轮实际转角对公称转角的偏差,将该转角偏差以分度圆弧长计值,则在被测齿轮一转范围内该转角偏差的总幅度值即为

$\Delta F'_i$ 。测量结果可用直角坐标或极坐标曲线表示出来,见图 10-6。

在实际应用中,单啮仪的比较测量装置可以采用机械传动、光栅分度、磁分度等。采用测量齿轮作为测量元件,测得的曲线是全齿宽的单啮误差曲线,理想精确的测量齿轮是指精度比被测齿轮高两三级的齿轮。GB10095-88 也允许用齿条、蜗杆、测头等作为测量元件,但必须注意,用齿条、蜗杆、测头等测量元件测得的曲线是截面的单啮误差曲线。

单面啮合的测量状态与齿轮的工作状态相近,所测得的误差曲线较全面、较真实地反映了齿轮误差情况。切向综合误差  $\Delta F'_i$  是齿轮几何偏心与运动偏心以及单齿误差的综合结果,因而它是评定齿轮传递运动准确性的最精确的指标。

## 2. 齿距累积误差, $k$ 个齿距累积误差

齿轮累积误差  $\Delta F_p$  是指在齿轮分度圆上,任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值,见图 10-8a。图中,虚线为轮齿理想位置,粗实线为轮齿实际位置,轮齿 3 与轮齿 7 之间的实际弧长与公称弧长的差值最大,该值即为  $\Delta F_p$ 。图 10-8b 为齿距累积误差曲线,  $\Delta F_p$  实质上反映了同一圆周上齿距偏差的最大累积值。

对于齿数较多、精度要求较高的齿轮或非整圆齿轮,要求评定一段齿范围内的齿距累积误差,即评定  $k$  个齿距累积误差。  $k$  个齿距累积误差  $\Delta F_{pk}$  是指  $k$  个齿距间的实际弧长与公称弧长的差值中的最大绝对值。  $k$  为从 2 到小于  $z/2$  的整数(即  $2 \leq k < z/2$ )。采用  $\Delta F_{pk}$  是为了避免在局部圆周上的齿距累积误差过大,仅在必要时加检(如大传动比的齿轮)。  $k$  值通常取小于  $z/5$  或  $z/8$  的最大整数。

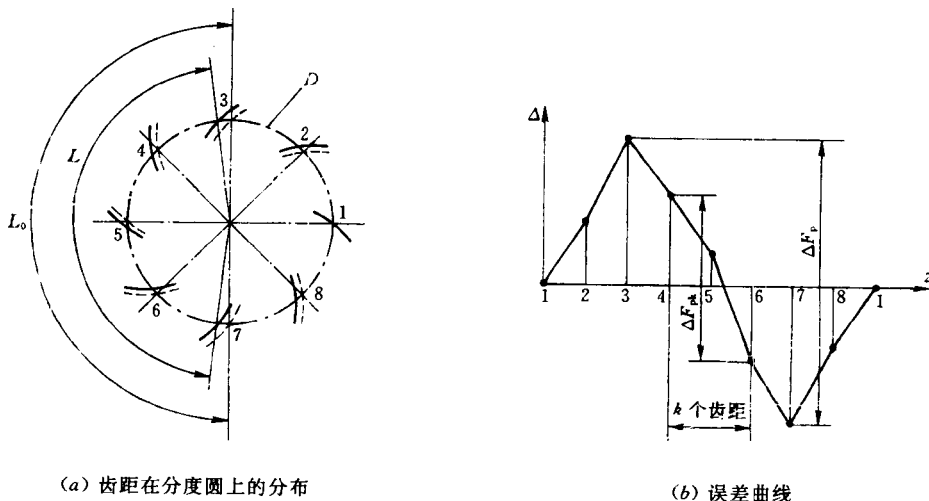


图 10-8 齿轮齿距累积误差

$L$ —实际弧长;  $L_0$ —公称弧长;  $D$ —分度圆或齿高中部的圆;  $z$ —齿序;  $\Delta$ —轮齿实际位置对理想位置的偏差

$\Delta F_p$  和  $\Delta F_{pk}$  都定义在分度圆上,以被测齿轮的基准轴线作为测量基准进行测量,但实际测量时允许在齿高中部的圆上进行。

$\Delta F_p$  和  $\Delta F_{pk}$  的数值是在测量各个齿距偏差并进行数据处理后得到的。齿距偏差就是相邻同侧齿面间实际齿距与公称齿距之差。齿距偏差可以用绝对法测量,即把实际齿距直接与公称齿距比较的方法进行测量。参看图 10-9,这种测量方法是利用分度装置(如分度盘、分度头,它们的回转轴线与被测齿轮的基准轴线同轴线),按照公称齿距角( $360^\circ/z$ )精确分度,将指示装

置的测头与齿面在分度圆上或在齿高中部的圆上接触来进行测量,在切向读取示值。

测量时,把被测齿轮 1 安装在分度装置 4 的心轴 5 上(它们应同轴线),之后把被测齿轮的一个齿面调整到起始角  $0^\circ$  的位置,测量杠杆 2 的测头与这齿面接触,并调整指示表 3 的示值零位。然后每转一个公称齿距角,测取实际齿距角对公称齿距角的差值,或用线性值表示的实际齿距角对公称齿距角的差值。这些差值经过数据处理即可求出  $\Delta F_p$  和  $\Delta F_{pk}$  的数值。

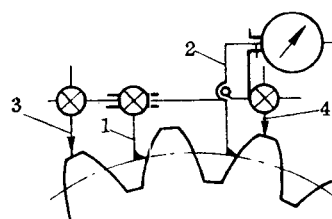
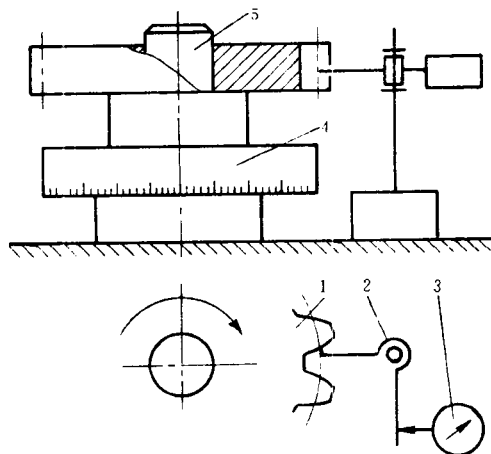


图 10-9 用绝对法在分度装置上测量齿距偏差的示意图

图 10-10 相对法测量齿距偏差的示意图

齿距偏差还可以用相对法测量,这可使用齿距仪或在万能测齿仪上进行。参看图 10-10,用齿距仪测量齿距偏差时,用定位支脚 3 和 4 在被测齿轮的齿顶圆上定位,令固定量爪 1 和活动量爪 2 分别与两相邻同侧齿面在齿高中部的圆上接触,以被测齿轮上任意一个齿距作为基准齿距,用它调整仪器指示表示值零位,然后依次测出其余齿距对基准齿距的偏差,按圆周封闭原理(同一齿轮所有齿距偏差的代数和为零)进行数据处理,求出  $\Delta F_p$  和  $\Delta F_{pk}$  的数值,并可求出齿距偏差的数值。

$\Delta F_p$  应以被测齿轮的基准轴线作为测量基准来进行测量,反映几何偏心和运动偏心的综合结果。用  $\Delta F_p$  评定齿轮传递运动的准确性不及  $\Delta F'_t$  全面。这是因为  $\Delta F'_t$  是在连续的切向综合误差曲线上取得的,而  $\Delta F_p$  是在不连续的折线上取得的(图 10-11)。由齿轮单齿误差反映在切向综合误差曲线上的许多小波纹,使得  $\Delta F_p$  折线与  $\Delta F'_t$  曲线有一定的差异( $\Delta F_p$  的数值总是小于  $\Delta F'_t$  的数值)。

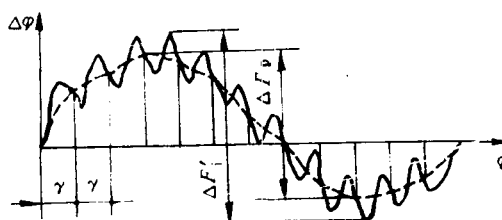


图 10-11 齿距累积误差和切向综合误差

$\varphi$ —齿轮转角;  $\Delta\varphi$ —齿轮转角误差;  $\gamma=360^\circ/z$

### 3. 齿圈径向跳动和公法线长度变动

#### (1) 齿圈径向跳动

齿圈径向跳动  $\Delta F_r$  是指在齿轮一转范围内,测头在齿槽内于齿高中部的位置双接触,测头相对于齿轮基准轴线的径向位移的变动量,如图 10-12 所示。

齿圈径向跳动用径向跳动测量仪来测量,采用球形或锥形测头。球形测头的直径按测头

在分度圆上与齿槽的两个齿面接触这个条件来选择。锥形测头的圆锥角为  $2\alpha$  ( $\alpha$  为被测齿轮的标准压力角)。经逐齿测量,指示表最大与最小示值之差即为齿圈径向跳动  $\Delta F_r$ 。由于测头相当于滚刀切削刃,所以  $\Delta F_r$  主要反映几何偏心的大小,若忽略其他误差的影响,只考虑几何偏心  $e_1$  对测头径向位移的影响,则

$$\Delta F_r = (r + e_1) - (r - e_1) = 2e_1$$

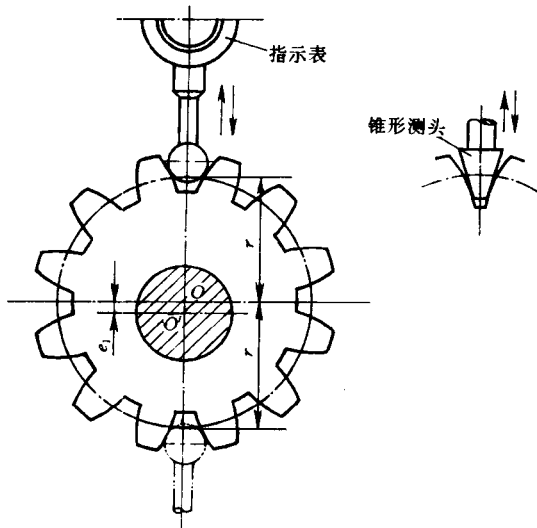


图 10-12 齿圈径向跳动测量

$O$ —切齿回转中心;  $O'$ —齿轮定位孔中心(基准轴线);  $r$ —以  $O$  为圆心的圆的半径

滚齿时在滚刀切削刃相对于齿坯回转中心的位置保持不变的情况下产生的运动偏心  $e_2$ ,使被加工齿轮同一齿槽的两个齿面上多切或少切的厚度相等或近似(但对于不同的齿槽则不相等)。因此,若只考虑测量时运动偏心对测头径向位移的影响,则齿轮运动偏心不会引起齿圈径向跳动。

### (2) 公法线长度变动

运动偏心使被切齿轮各个左、右齿廓沿基圆切线方向相对于其理想位置产生位移,因此使齿轮各条公法线实际长度不相等而产生变动,参看图 10-13,公法线长度变动  $\Delta F_w$  是指在齿轮一周范围内,各条实际公法线长度中的最大值  $W_{\max}$  与最小值  $W_{\min}$  之差,即

$$\Delta F_w = W_{\max} - W_{\min}$$

齿轮公法线长度可以用公法线千分尺(图 10-14)或其他量仪来测量。测量公法线长度是测量基圆的弧长,不以齿轮基准轴线作为测量基准,因此  $\Delta F_w$  与几何偏心无关,  $\Delta F_w$  不能

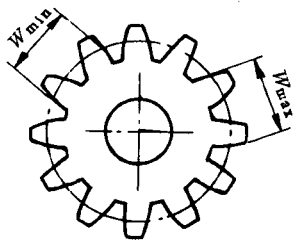


图 10-13 公法线长度变动

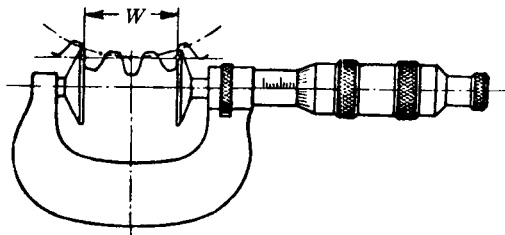


图 10-14 用公法线千分尺测量公法线长度



揭露几何偏心。

#### 4. 径向综合误差和公法线长度变动

径向综合误差  $\Delta F_r''$  是指被测齿轮与理想精确的测量齿轮双面啮合时,在被测齿轮一转内双啮中心距的变动量。

径向综合误差用齿轮双面啮合综合测量仪(双啮仪)来测量。如图 10-15 所示,被测齿轮 1 安装在测量时位置固定的滑板 6 的心轴上,测量齿轮 2 安装在可径向移动的滑板 5 的心轴上,利用压簧 4 的作用,使这两个齿轮的齿面作紧密啮合,即无间隙的双面啮合。齿轮 1 和 2 双面啮合时的中心距  $a''$  称为双啮中心距。测量时,一个齿轮转动,带动另一齿轮亦转动,测量齿轮 2 的每个轮齿相当于测量齿圈径向跳动  $\Delta F_r$  的测头,被测齿轮 1 的几何偏心  $e_1$  使测量齿轮 2 连同心轴和滑板 5 相对于被测齿轮 1 的轴线作径向位移,即双啮中心距  $a''$  发生变动。双啮中心距的变动由指示表 3 的示值读出,或者由记录器记录下来而得到径向综合误差曲线(图 10-16)。显然,被测齿轮的单齿误差也影响双啮中心距变动。在被测齿轮一转中,双啮中心距变动中的最大值与最小值之差(指示表最大与最小示值之差)即为径向综合误差  $\Delta F_r''$  的数值。

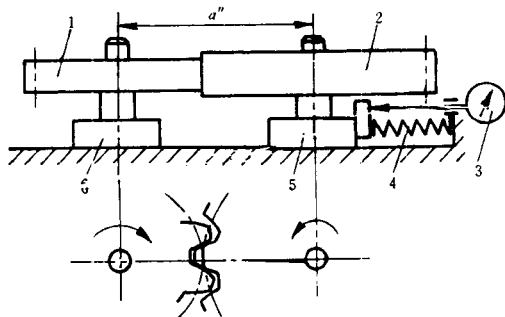


图 10-15 双啮仪测量原理图

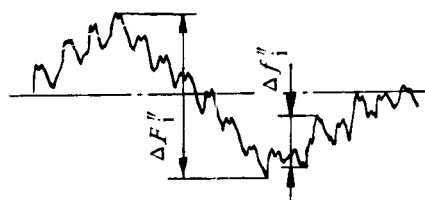


图 10-16 径向综合误差曲线

测量  $\Delta F_r''$  时所用测量齿轮的轮齿相当于测量齿圈径向跳动  $\Delta F_r$  时所用的测头。实质上,连续测量获得的径向综合误差  $\Delta F_r''$  相当于逐齿测量获得的齿圈径向跳动  $\Delta F_r$ , 可用来替代  $\Delta F_r$ 。但同一齿轮的  $\Delta F_r''$  的数值要比  $\Delta F_r$  的数值大一些,因为前者不仅反映几何偏心,而且也反映整个齿面啮合部分的单齿误差引起的影响。同测量齿圈径向跳动一样,  $\Delta F_r''$  不能反映运动偏心。由于测量  $\Delta F_r''$  的效率,双啮仪的结构比较简单,因此在大批量生产中  $\Delta F_r''$  应用较广。可以用  $\Delta F_r''$  与  $\Delta F_w$  的组合来评定齿轮传递运动的准确性。

综上,  $\Delta F_r$  或  $\Delta F_r''$  只反映几何偏心,  $\Delta F_w$  只反映运动偏心,只有  $\Delta F_r$  与  $\Delta F_w$  或者  $\Delta F_r''$  与  $\Delta F_w$  组合应用,才能全面评定齿轮传递运动的准确性。

必须指出,采用  $\Delta F_r$  和  $\Delta F_w$  或采用  $\Delta F_r''$  和  $\Delta F_w$  评定齿轮传递运动的准确性时,一组指标中有一项超差,不应将该齿轮判废,而应采用  $\Delta F_p$  或  $\Delta F_p'$  重评,按所测得  $\Delta F_p$  或  $\Delta F_p'$  的数值进行仲裁,因为同一齿轮上几何偏心  $e_1$  和运动偏心  $e_2$  的方位不同,它们可能叠加,也可能抵消。

### 三、齿轮传递运动准确性的公差

为了保证齿轮传递运动的准确性,设计时可以规定  $\Delta F_p'$  的切向综合公差  $F_p'$ , 或规定

$\Delta F_p$  的齿距累积公差  $F_p$  及附加的  $\Delta F_{pk}$  的  $k$  个齿距累积公差  $F_{pk}$ , 或同时规定  $\Delta F_r$  的齿圈径向跳动公差  $F_r$  和  $\Delta F_w$  的公法线长度变动公差  $F_w$ , 或同时规定  $\Delta F'_r$  的径向综合公差  $F'_r$  和  $F_w$ 。它们的合格条件分别是:  $\Delta F'_i \leq F'_i$ ;  $\Delta F_p \leq F_p$ ,  $\Delta F_{pk} \leq F_{pk}$ ;  $\Delta F_r \leq F_r$  且  $\Delta F_w \leq F_w$ ;  $\Delta F'_i \leq F'_i$  且  $\Delta F_w \leq F_w$ 。

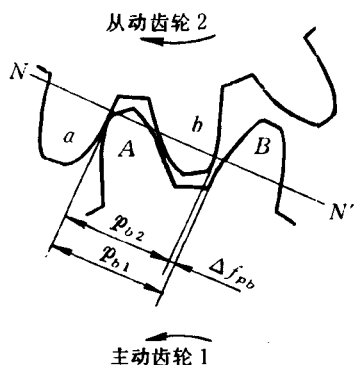
### § 3 齿轮传动平稳性的误差根源、评定指标和公差

#### 一、影响齿轮传动平稳性的主要误差

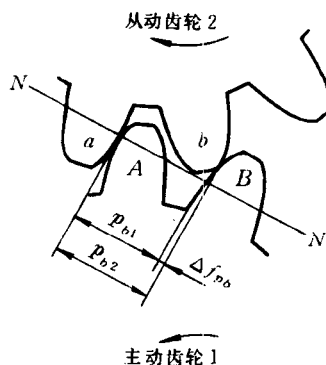
影响齿轮传动平稳性的主要误差是齿轮的基节偏差和齿形误差, 主要来源于滚刀和分度蜗杆的制造误差和安装误差。

##### 1. 基节偏差

齿轮的基节偏差是指实际基节与公称基节之差。根据渐开线齿轮啮合原理, 两个齿轮正确啮合的条件之一是它们的基节相等。当相互啮合齿轮的基节不相等时, 轮齿在进入或退出啮合时将产生瞬时传动比变化, 引起冲击和振动。参看图 10-17a, 设主动齿轮 1 的实际基节  $p_{b1}$  等于公称基节  $p_b$ , 从动齿轮 2 的实际基节  $p_{b2}$  小于  $p_b$ , 即从动齿轮具有负的基节偏差 ( $\Delta f_{pb}$  为负值), 若不考虑其他因素的影响, 主、从动齿轮的一对齿  $A, a$  正常啮合完毕, 由于  $\Delta f_{pb}$  的存在, 主、从动齿轮的后一对齿  $B, b$  不能立即啮合,  $A$  齿便以其齿顶边推动  $a$  齿的齿面使从动齿轮继续回转。但  $A, a$  两齿的接触点脱离接触线  $NN'$ , 因而使从动齿轮的转速突然减慢, 直至间隙逐渐减小而达到零,  $B$  齿撞击  $b$  齿, 使从动齿轮的转速突然加快到正常, 主、从动齿轮进行渐开线啮合。



(a) 从动齿轮基节小于主动齿轮基节



(b) 从动齿轮基节大于主动齿轮基节

图 10-17 有基节偏差时齿轮的啮合

参看图 10-17b, 设主动齿轮 1 的实际基节  $p_{b1}$  等于公称基节  $p_b$ , 从动齿轮 2 的实际基节  $p_{b2}$  大于  $p_b$ , 即从动齿轮具有正的基节偏差 ( $\Delta f_{pb}$  为正值), 若不考虑其他因素的影响, 主、从动齿轮的一对齿  $A, a$  尚在正常啮合, 它们的后一对齿  $B, b$  就开始接触,  $B$  齿的齿面便提前于啮合线  $NN'$  之外撞上  $b$  齿的齿顶, 因而使从动齿轮的转速突然加快,  $A, a$  两齿提前脱离啮合, 在这以后,  $B$  齿的齿面和  $b$  齿的齿顶边接触, 从动齿轮降速, 直至这两齿的接触点进入啮合线, 主、从动齿轮的转速才恢复到正常, 主、从动齿轮进行渐开线啮合。

由于齿轮各相邻轮齿间存在不同程度的基节偏差, 在齿轮每转一个齿距角的过程中上

述情况会重复出现,因而引起瞬时传动比不断变化,产生振动和噪声,影响传动平稳性。主、从动齿轮实际基节的差值越大,引起的振动和噪声也就越大。

## 2. 齿形误差

齿形误差是指齿轮端截面上实际齿形对渐开线的形状误差。由齿轮啮合的基本定律可知,只有理论渐开线或共轭齿形才能使齿轮啮合传动中啮合线始终通过一点(节点),传动比保持不变。对渐开线齿轮来说,其齿形不可能加工成理论渐开线,实际齿形偏离渐开线,会导致齿轮工作时,瞬时传动比不断变化,影响齿轮传动平稳性。

应该指出,基节偏差影响主、从齿轮的一对齿开始啮合或啮合终了瞬间的传动比变化,而齿形误差则影响主、从齿轮的一对齿从开始啮合到啮合终了的整个过程中的传动比变化。因此必须联合采用基节偏差和齿形误差来评定齿轮传动平稳性。

## 二、齿轮传动平稳性的评定指标及其检测

为了揭示基节偏差和齿形误差或者它们的综合结果,评定齿轮传动平稳性可以采用下列各组评定指标中的一组评定指标。

### 1. 一齿切向综合误差

一齿切向综合误差  $\Delta f_t'$  是指被测齿轮与理想精确的测量齿轮单面啮合时,在被测齿轮一齿距角内,实际转角与公称转角之差的最大幅度值(见图 10-6)。该误差以分度圆弧长计值。用单啮仪测量切向综合误差  $\Delta F_t'$  的同时,可以测量出  $\Delta f_t'$ ,它反映基节偏差和齿形误差的综合结果,也即齿轮转过一齿时的传动比变化。

### 2. 一齿径向综合误差

一齿径向综合误差  $\Delta f_{ri}''$  是指被测齿轮与理想精确的测量齿轮双面啮合时,在被测齿轮一齿距角内,双啮中心距的变动量(见图 10-16)。用双啮仪测量径向综合误差  $\Delta F_{ri}''$  的同时,可以测量出  $\Delta f_{ri}''$ 。 $\Delta f_{ri}''$  反映基节偏差和齿形误差的综合结果,可代替  $\Delta f_t'$  用来评定齿轮传动平稳性。但  $\Delta f_{ri}''$  受左、右齿面误差的共同影响,因此,用  $\Delta f_{ri}''$  评定齿轮传动平稳性,不如用  $\Delta f_t'$  评定齿轮传动平稳性精确。

### 3. 齿形误差和基节偏差

完工齿轮的传动平稳性是否符合精度要求,可以直接测量该齿轮的齿形误差和基节偏差来评定,它们是一组评定齿轮传动平稳性的指标。

#### (1) 齿形误差

齿形误差  $\Delta f_i$  是指在齿轮端截面上,齿形工作部分(齿顶倒棱部分除外),包容实际齿形且距离为最小的两条设计齿形间的法向距离,如图 10-18 所示。

近代齿轮设计中,设计齿形通常为渐开线,考虑到制造误差和轮齿受载后的弹性变形,为了降低噪声和减小动载荷的影响,也可以采用以渐开线齿形为基础的修正齿形,如修缘齿形、凸齿形等。所谓设计齿形也包括这样的修正齿形。

齿形误差通常用渐开线测量仪进行测量。图 10-19 为基圆盘式渐开线测量仪的原理图。

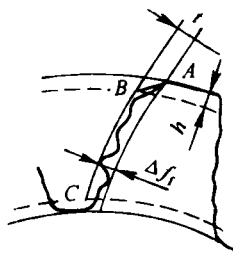


图 10-18 齿形误差

AB—倒棱部分;  $h$ —倒棱高度;  $t$ —倒棱深度;  
BC—工作部分

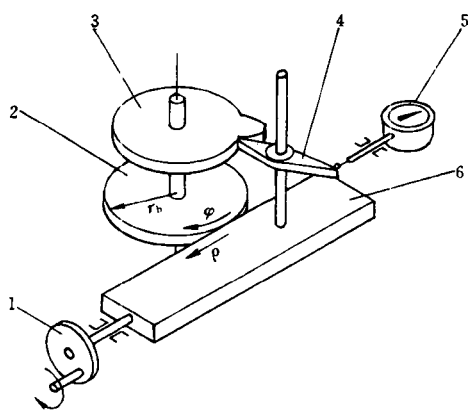


图 10-19 基圆盘式渐开线测量仪

量仪通过直尺6与基圆盘2(两者用弹簧紧密接触)作纯滚动来产生精确的渐开线,被测齿轮3与基圆盘2同轴安装,指示表5和杠杆4安装在直尺6上面,并随直尺移动。测量时,按基圆半径 $r_b$ 调整杠杆4的测头位置,使测头位于渐开线的发生线上。然后,将测头与被测齿面接触,转动手轮1使直尺移动,由直尺带动基圆盘转动。如果被测齿形有误差,则在测量过程中测头相对直尺产生相对移动。齿形误差的数值由指示表示值读出,或者由记录器记录下来而得到记录齿形。

图 10-20 为齿形误差测量记录图形。图中纵坐标表示齿面上各个测点与起始点之间的展开长度,终止点与起始点之间的展开长度即为齿形误差的测量范围;横坐标表示测量过程中测头的移动量,即齿面上各个测点的齿形误差。当被测齿形为理论渐开线时,移动量为零,记录下来的图形是一条直线,如图 10-20a 中的虚线所示。当被测齿形有误差时,则记录下来的图形是一条不规则的曲线,如图 10-20a 中的实线所示。根据齿形误差的定义,在测量记录图形上,最小限度地包容这条不规则的实线的两条虚线之间的距离即为齿形误差 $\Delta f_t$ 。



(a) 理论渐开线齿形



(b) 修缘齿形



(c) 凸齿形

图 10-20 齿形误差测量记录图形

当采用修缘齿形时,在测量记录图形上,设计齿形的修缘部分是斜线,在修缘高度以下的部分是直线,如图 10-20b 中的虚线所示。当采用凸齿形时,在测量记录图形上,设计齿形不是直线,而是一段凸形曲线,如图 10-20c 中的虚线所示。按齿形误差的定义,最小限度地包容不规则的实际齿形曲线的两条表示设计齿形的虚线之间的距离就是齿形误差 $\Delta f_t$ 。

在图 10-20 中,还划有三条与横坐标平行的虚线,这三条虚线分别与图 10-18 中的三个圆对应:起始点虚线对应于 C 点虚线圆,终止点虚线对应于 B 点虚线圆,最高一条虚线对应于齿轮的齿顶圆。

## (2) 基节偏差

基节偏差 $\Delta f_{pb}$ 是指实际基节与公称基节之差,见图 10-21。实际基节是指基圆柱切平面所截的两相邻同侧齿面交线之间的法向距离。

基节偏差可用基节仪、万能测齿仪等进行测量。参看图 10-22,用手持式基节仪测量时,先要按被测齿轮 1 的公称

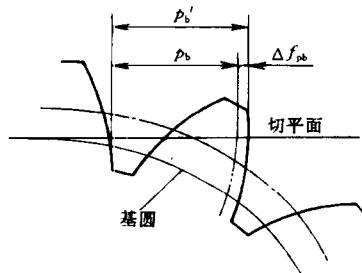


图 10-21 基节偏差

$p'_b$ —实际基节;  $p_b$ —公称基节

基节的数值,用量仪零位器和量块把基节仪的活动量爪 2 与固定量爪 3 之间的位置调整好,并使指示表示值对准零位。然后将支脚 4 靠在轮齿上,令两个量爪沿基圆切线分别跟该切线与两相邻同侧齿面的两个交点接触,来测量这两点之间的距离,应逐齿且分别对左、右齿面进行测量,基节偏差的数值由指示表示值读出。

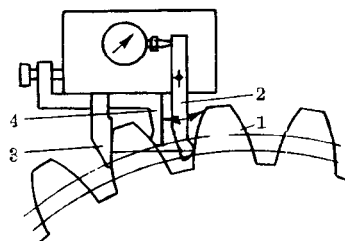


图 10-22 手持式基节仪

1—被测齿轮；2—活动量爪；3—固定量爪；4—基节仪支脚

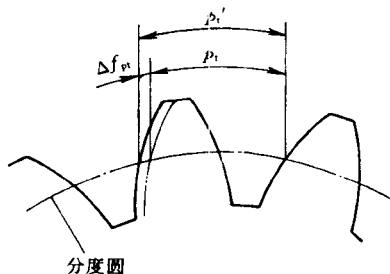


图 10-23 齿距偏差

$p_i'$ —实际齿距； $p_t$ —公称齿距

#### 4. 齿形误差和齿距偏差

齿距偏差  $\Delta f_{pt}$  是指分度圆上,实际齿距与公称齿距之差,见图 10-23。

齿距偏差  $\Delta f_{pt}$  和齿距累积误差  $\Delta F_p$  是用同一量仪同时测出的。用相对法测量  $\Delta f_{pt}$  时(图 10-10),公称齿距可用在齿高中部的圆上测得的各个齿距的平均值来代替。这样处理是因为测量时测头极难在分度圆上与齿面接触。

齿距偏差  $\Delta f_{pt}$  与基节偏差  $\Delta f_{pb}$  的不同之处是:基节是沿着啮合线方向测量,而齿距是在分度圆附近的圆周上测量。

齿距  $p_t$  和基节  $p_b$  的关系如下:

$$p_b = p_t \cos \alpha$$

将上式微分,得

$$\Delta f_{pb} = \Delta f_{pt} \cos \alpha - p_t \cdot \Delta \alpha \sin \alpha$$

此式表示基节偏差  $\Delta f_{pb}$  与齿距偏差  $\Delta f_{pt}$  及压力角误差  $\Delta \alpha$  之间的关系。压力角误差反映在齿形误差中。因此,从评定齿轮的传动平稳性看,可以用  $\Delta f_i$  和  $\Delta f_{pt}$  一组指标代替  $\Delta f_i$  和  $\Delta f_{pb}$  一组指标。

#### 5. 齿距偏差和基节偏差

齿距偏差  $\Delta f_{pt}$  和基节偏差  $\Delta f_{pb}$  这组指标适用于低精度等级的齿轮。

一齿切向综合误差  $\Delta f_i'$  是评定齿轮传动平稳性的最精确的指标。对于直齿轮,  $\Delta f_i'$  是由齿形误差和基节偏差综合反映的结果。因此,当使用单项指标评定直齿轮的传动平稳性时,原则上应采用齿形误差  $\Delta f_i$  和基节偏差  $\Delta f_{pb}$  这一组指标。考虑到不同精度齿轮的要求和齿轮尺寸的大小,GB10095-88 规定了上述第 4 组和第 5 组指标。其中第 5 组指标适用于低精度等级(9 级以下)的齿轮,这时用  $\Delta f_{pt}$  代替  $\Delta f_i$  是因为测量齿形误差比较复杂而且费用较高。但对于修缘齿轮,由于不便于甚至不能测量  $\Delta f_{pb}$ ,故应选用第 4 组指标  $\Delta f_{pt}$  和  $\Delta f_i$ 。当采用齿距累积误差  $\Delta F_p$  评定齿轮传递运动的准确性时,在测量  $\Delta F_p$  的同时可测出  $\Delta f_{pt}$ ,此时应选用第 4 组指标。

### 三、齿轮传动平稳性的公差及极限偏差

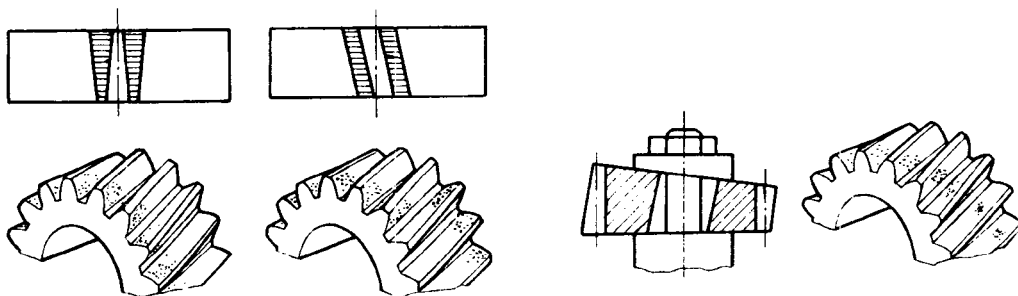
为了保证齿轮的传动平稳性,设计时可以规定  $\Delta f_i'$  的一齿切向综合公差  $f_i'$ ,或规定  $\Delta f_i''$  的一齿径向综合公差  $f_i''$ ,或同时规定  $\Delta f_i$  的齿形公差  $f_i$  和  $\Delta f_{pb}$  的基节极限偏差  $\pm f_{pb}$ ,或同时规定  $f_i$  和  $\Delta f_{pt}$  的齿距极限偏差  $\pm f_{pt}$ ,或同时规定  $\pm f_{pt}$  和  $\pm f_{pb}$ 。它们的合格条件分别是:  $\Delta f_i' \leq f_i'$ ,  $\Delta f_i'' \leq f_i''$ ,  $-f_{pb} \leq \Delta f_{pb} \leq +f_{pb}$ ,  $\Delta f_i \leq f_i$ ,  $-f_{pt} \leq \Delta f_{pt} \leq +f_{pt}$ 。

## § 4 齿轮载荷分布均匀性的误差根源、评定指标和公差

### 一、影响齿轮载荷分布均匀性的主要误差

一对齿轮在啮合过程中,它们的轮齿从齿根到齿顶或从齿顶到齿根,在齿高上依次接触,每一瞬间相互啮合的两个轮齿的接触线为直线,且平行于齿轮基准轴线。齿轮啮合时齿面接触不良会影响载荷分布均匀性。影响齿宽方向载荷分布均匀性的主要误差是齿向误差,影响齿高方向载荷分布均匀性的主要误差是齿形误差和基节偏差。

滚齿过程中,刀架导轨相对于工作台回转轴线的平行度误差,齿坯基准端面对其定位孔基准轴线的垂直度误差,心轴轴线相对于工作台回转轴线歪斜都会使被加工轮齿在齿宽方向产生齿向误差。参看图 10-24a,刀架导轨在齿坯径向平面内的倾斜会使被加工齿轮左、右齿面产生大小相等而方向相反的齿向误差。在精确装配条件下,这样的齿轮与无齿向误差的配偶齿轮安装后形成单边接触斑点。参看图 10-24b,刀架导轨在齿坯切向平面内的倾斜会使被加工齿轮左、右齿面产生大小相等且方向相同的齿向误差,其接触斑点为对角接触斑点。参看图 10-25,齿坯基准端面对其定位孔基准轴线的垂直度误差也会使被加工齿轮产生齿向误差,但各齿接触斑点的位置是游动的。



(a) 刀架导轨径向倾斜 (b) 刀架导轨切向倾斜

图 10-24 刀架导轨倾斜产生的齿向误差 图 10-25 齿坯基准端面的垂直度误差产生的齿向误差

### 二、齿轮载荷分布均匀性的评定指标及其检测

齿轮载荷分布均匀性,在齿高方向用传动平稳性的指标来评定,在齿宽方向用齿向误差来评定。

齿向误差  $\Delta F_\beta$  是指在分度圆柱面上,齿宽有效部分范围内(端部倒角部分除外),包容实际齿线且距离为最小的两条设计齿线之间的端面距离,见图 10-26。所谓齿线就是齿面与分度圆柱面的交线。通常,直齿轮的齿线为直线(图 10-26a),斜齿轮的齿线为螺旋线。为了

补偿齿轮的制造误差和安装误差以及齿轮在受载下的变形量,提高齿轮的承载能力,像齿形中修正理论渐开线那样,也可以对齿线进行修正,如将轮齿制成鼓形齿(图 10-26b),或将轮齿两端修薄(图 10-26c)。

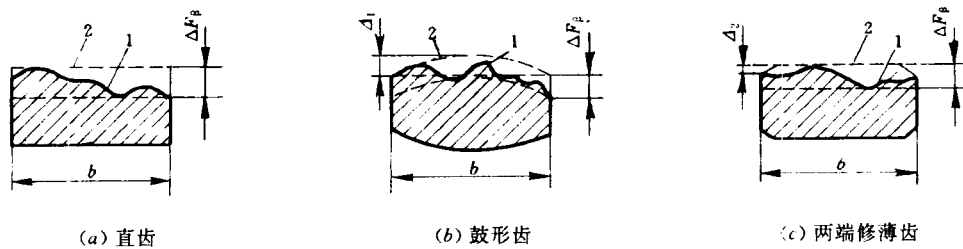


图 10-26 齿向误差

1—实际齿线; 2—设计齿线;  $\Delta_t$ —鼓形量;  $\Delta_2$ —齿端修薄量;  $b$ —齿宽

直齿轮的齿线应平行于该齿轮的基准轴线。直齿轮的齿向误差可以用图 10-27 所示的方法来测量:被测齿轮 2 以其基准孔安装在心轴 1 上(它们应同轴线),把该心轴安装在测量装置或量仪的同轴线两顶尖间,并利用辅助夹持器(图中未画出)防止在测量时被测齿轮相对于顶尖轴线转动。使用杠杆指示表测量,把指示表的测头与被测齿轮齿高中部的齿面接触,然后使被测齿轮沿本身基准轴线移动,或者测头相对于该齿轮的基准轴线作直线运动,在齿宽有效部分范围内指示表最大与最小示值之差即为被测齿轮一个齿面的齿向误差  $\Delta F_\beta$ 。

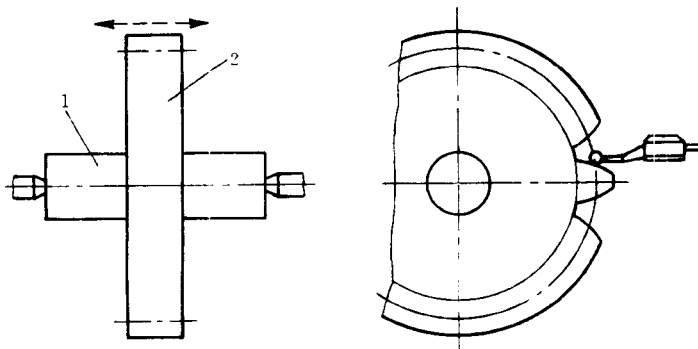


图 10-27 直齿轮齿向误差的测量

### 三、齿轮载荷分布均匀性的公差

为了保证齿轮载荷分布均匀性,在齿高方向利用保证传动平稳性的公差,在齿宽方向应规定  $\Delta F_\beta$  的齿向公差  $F_\beta$ ,合格条件是  $\Delta F_\beta \leq F_\beta$ 。

## § 5 齿轮的侧隙评定指标及其检测和极限偏差

### 一、齿轮副适当侧隙的获得

齿轮副侧隙是指一对齿轮啮合时,非工作齿面间的间隙。适当的侧隙是齿轮副正常工作的必要条件。适当的侧隙用改变齿轮副中心距的大小或(和)把齿轮轮齿切薄来获得。

对于齿轮来说,影响侧隙大小和不均匀性的主要因素是实际齿厚的大小及其变动量。为

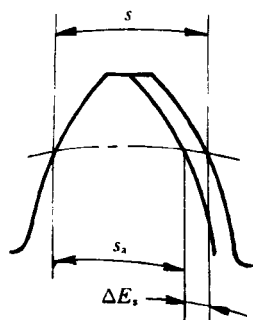
了保证所需的最小侧隙,必须规定齿厚的最小减薄量,即齿厚上偏差。又为了保证侧隙不致过大,必须规定齿厚公差。实际齿厚的大小与切齿时齿轮刀具的切削深度有关,同一齿轮各齿实际齿厚的变动量与几何偏心有关。

## 二、齿轮的侧隙评定指标及其检测

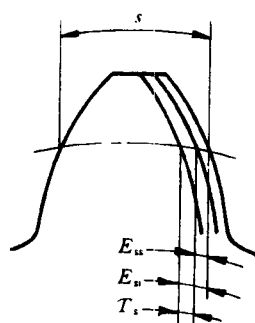
侧隙的大小与齿轮齿厚减薄量有关,齿轮齿厚减薄量可用下列两个指标中的一个指标来评定。

### 1. 齿厚偏差

齿厚偏差  $\Delta E$  是指分度圆柱面上,齿厚实际值与公称值之差(图 10-28)。对于斜齿轮,指法向齿厚实际值与公称值之差。



(a) 齿厚偏差



(b) 齿厚极限偏差

图 10-28 齿厚偏差和齿厚极限偏差

$s$ —公称齿厚;  $s_a$ —实际齿厚;  $\Delta E_s$ —齿厚偏差;  $\Delta E_{sa}$ —齿厚上偏差;  $\Delta E_{si}$ —齿厚下偏差;  $T_s$ —齿厚公差

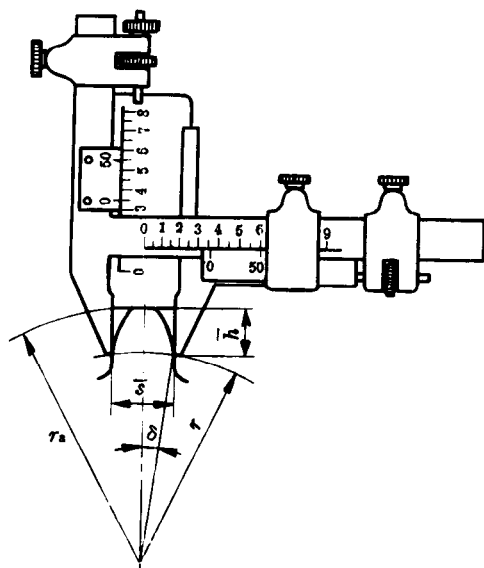


图 10-29 分度圆弦齿厚的测量

$r$ —分度圆半径;  $r_a$ —齿顶圆半径

按照定义,齿厚以分度圆弧长计值(弧齿厚),但弧长不便于测量。因此,实际上是按分度圆上的弦齿高来测量弦齿厚。参看图 10-29,分度圆上的公称弦齿厚  $\bar{s}$  与公称弦齿高  $\bar{h}$  的计算公式为:

$$\left. \begin{aligned} \bar{s} &= mz \sin \delta \\ \bar{h} &= r_a - \frac{mz}{2} \cos \delta \end{aligned} \right\} \quad (10-1)$$

式中

$\delta$ ——分度圆弦齿厚之半的对应中心角,  $\delta = \frac{\pi}{2z} + \frac{2x}{z} \tan \alpha$ ;

$r_a$ ——齿轮齿顶圆半径;

$m, z, \alpha, x$ ——齿轮的模数、齿数、标准压力角、变位系数。

弦齿厚通常用游标测齿卡尺(图 10-29)或光学测齿卡尺以弦齿高为依据来测量。由于测量弦齿厚以齿轮齿顶圆作为测量基准,因此齿轮齿顶圆直径的实际偏差应在  $\bar{h}$  的计算结果中加以修正。



附表 10-18 给出了  $m=1\text{mm}$  的标准直齿圆柱齿轮不同齿数  $z$  的分度圆弦齿厚  $\bar{s}$  和分度圆弦齿高  $\bar{h}$  的公称值。

由于测量齿厚时以齿顶圆作为测量基准,齿顶圆直径的偏差和齿顶圆柱面对齿轮基准轴线的径向跳动都会给测量结果带来较大的影响,因此它仅用于精度较低和尺寸较大的齿轮。

齿轮齿厚变化时,公法线长度也相应地变化,因此,可以用测量公法线长度来代替测量齿厚。

## 2. 公法线平均长度偏差

公法线平均长度偏差  $\Delta E_{wn}$  是指在齿轮一周范围内,各条实际公法线长度的平均值  $\bar{W}$  与公称值  $W$  之差,即

$$\Delta E_{wn} = \bar{W} - W$$

式中,  $\bar{W} = \sum_{i=1}^z W_i / z$ ,  $W_i$  为实际公法线长度;  $z$  为齿轮齿数。

由于运动偏心会引起公法线长度变动,且服从正弦规律,为排出运动偏心对侧隙评定的影响,故取实际公法线长度的平均值。

直齿圆柱齿轮公法线长度的公称值  $W$  按下式计算:

$$W = m \cos \alpha [\pi(n - 0.5) + z \operatorname{inv} \alpha] + 2x s \sin \alpha \quad (10-2)$$

式中  $m, z, \alpha, x$ ——齿轮的模数、齿数、标准压力角、变位系数;

$\operatorname{inv} \alpha$ ——渐开线函数,  $\operatorname{inv} 20^\circ = 0.014904$ ;

$n$ ——测量时的跨齿数。

对于标准齿轮,  $n = z\alpha/180^\circ + 0.5$ 。对于变位齿轮  $n = z\alpha_m/180^\circ + 0.5$ ,  $\alpha_m = \arccos d_b/(d + 2xm)$ ,  $d_b$  和  $d$  分别为被测齿轮的基圆直径和分度圆直径。计算的  $n$  值通常不是整数,应将其化整为最接近计算值的整数。

附表 10-19 给出了  $m=1\text{mm}$ 、标准压力角为  $20^\circ$  的标准直齿圆柱齿轮不同齿数  $z$  的公法线长度公称值  $W$  及相应的跨齿数  $n$  的数值。

公法线平均长度偏差  $\Delta E_{wn}$  可以在测量公法线长度变动  $\Delta F_w$  的同时测得(参看图 10-14)。由于测量公法线长度不以齿顶圆作为测量基准,不受齿顶圆直径偏差的影响,且测量精度较高,因此常用公法线平均长度偏差作为齿轮的侧隙评定指标。

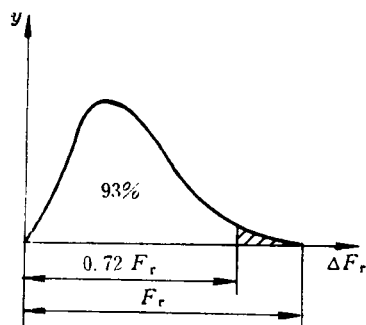
## 三、齿轮的侧隙评定指标的极限偏差

在图样上标注公称弦齿高  $\bar{h}$  和弦齿厚  $\bar{s}$  及其上偏差  $E_{ss}$  和下偏差  $E_{si}$ ,测得的各个弦齿厚分别与公称弦齿厚之差都在上、下偏差范围内( $E_{si} \leq \Delta E_s \leq E_{ss}$ ),则认为合格。

图样上标注公法线长度公称值  $W$  和及其平均值的上偏差  $E_{wns}$ 、下偏差  $E_{wni}$  ( $W_{E_{wni}}^{E_{wns}}$ ),测量所得的  $\Delta E_{wn}$  在上、下偏差范围内( $E_{wni} \leq \Delta E_{wn} \leq E_{wns}$ ),则认为合格。

鉴于 GB10085-88 未给出公法线长度的上、下偏差,因而设计时常常需要把齿厚上、下偏差( $E_{ss}$  和  $E_{si}$ )分别换算成公法线长度上、下偏差( $E_{wns}$  和  $E_{wni}$ )。但由于几何偏心使同一齿轮各齿的实际齿厚不一致,而几何偏心对公法线平均长度偏差  $\Delta E_{wn}$  无影响,因此在换算时应该从齿厚上、下偏差中扣除几何偏心的影响。

考虑到齿圈径向跳动  $\Delta F_r$  服从瑞利(Rayleigh)分布规律,假定分布范围等于齿圈径向跳动公差  $F_r$ ,则一批齿轮中 93% 的齿轮的  $\Delta F_r$  不超过  $0.72 F_r$ (见图 10-30)。所以在换算时

图 10-30 齿圈径向跳动  $\Delta F_r$  的分布

y—概率密度

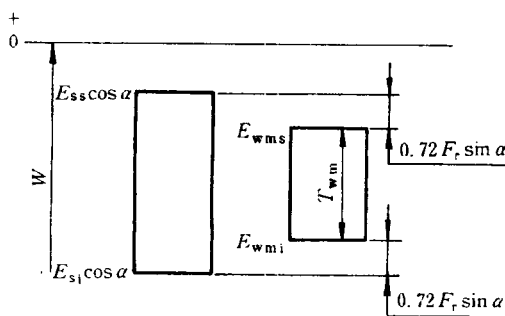


图 10-31 公法线平均长度上、下偏差的换算

W—齿轮公法线长度的公称值

要扣除  $0.72F_r$  的影响。这样便得出外齿轮的换算公式如下(图 10-31)。

$$\left. \begin{aligned} E_{vms} &= E_{ss} \cos \alpha - 0.72 F_r \sin \alpha \\ E_{vmi} &= E_{si} \cos \alpha + 0.72 F_r \sin \alpha \end{aligned} \right\} \quad (10-3)$$

由于内、外齿轮的公法线平均长度极限偏差互成倒影关系,即正负号相反,上、下偏差值颠倒,所以内齿轮的换算公式如下。

$$\left. \begin{aligned} E_{wms} &= -E_{si} \cos \alpha - 0.72 F_r \sin \alpha \\ E_{wmi} &= -E_{ss} \cos \alpha + 0.72 F_r \sin \alpha \end{aligned} \right\} \quad (10-4)$$

内齿轮公法线长度的公称值与相同模数、齿数、标准压力角的外齿轮相同。

## § 6 斜齿圆柱齿轮特有的精度指标及其公差

§ 2~§ 5 所述直齿圆柱齿轮的各个评定指标,对斜齿圆柱齿轮也适用。参看图 10-32,

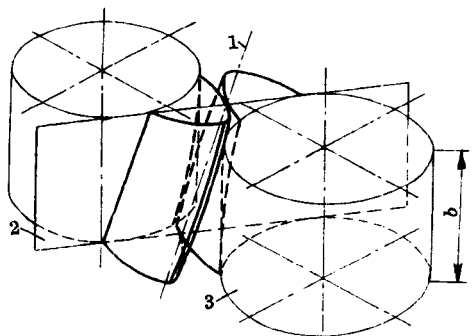


图 10-32 斜齿轮的接触线

1—接触线; 2—啮合平面; 3—基圆柱; b—齿轮宽度

斜齿圆柱齿轮啮合时齿面的接触线是相对于齿轮基准轴线倾斜成基圆螺旋角的直线(直齿轮齿面的接触线与其基准轴线平行)。斜齿轮啮合时,接触线由短变长,然后由长变短。理论上,当斜齿轮的齿宽  $b$  等于轴向齿距  $p_x$  时,就有两对以上的轮齿连续地沿螺旋线传递运动。考虑到斜齿轮的制造和安装误差,其轮齿只能在  $70\% \sim 90\%$  齿宽上工作,因此  $b > 1.25 p_x$  (即轴向重合度  $\epsilon_\beta > 1.25$ ) 的斜齿轮工作时,有两对以上的轮齿同时沿螺旋线传递运动。这种斜齿轮称宽斜齿轮,而  $\epsilon_\beta \leq 1.25$  的斜齿轮称为窄斜齿轮,

它和直齿轮的效用相同。宽斜齿轮能传递更大的载荷。由于斜齿轮的特性,评定斜齿轮的精度还可以采用下述指标。

### 一、螺旋线波度误差及其公差

螺旋线波度误差  $\Delta f_{i\beta}$  是指宽斜齿轮齿高中部实际齿线波纹的最大波幅,见图 10-33。

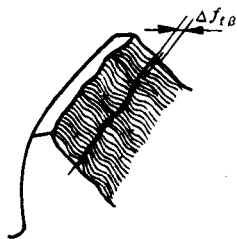


图 10-33 螺旋线波度误差

该误差沿齿面法线方向计值。

螺旋线波度误差使齿轮一个齿距角范围内的瞬时传动比发生多次重复的变化,从而引起振动和噪声。因此,它是评定传动平稳性的指标。它适用于评定传递功率大、转速高的高精度宽斜齿轮(如涡轮机减速器的齿轮)的传动平稳性。

为了保证 6 级及 6 级精度以上的宽斜齿轮的传动平稳性,设计时可规定  $\Delta f_{t\beta}$  的螺旋线波度公差  $f_{t\beta}$ 。合格条件为  $\Delta f_{t\beta} \leq f_{t\beta}$ 。

## 二、接触线误差及其公差

如前所述,斜齿轮的接触线是相对于齿轮基准轴线倾斜成基圆螺旋角的直线,也就是渐开螺旋面的发生线(图 10-34)。接触线误差  $\Delta F_b$  是指在斜齿轮基圆柱切平面内,平行于公称接触线且包容实际接触线的两条直线间的法向距离,见图 10-35。

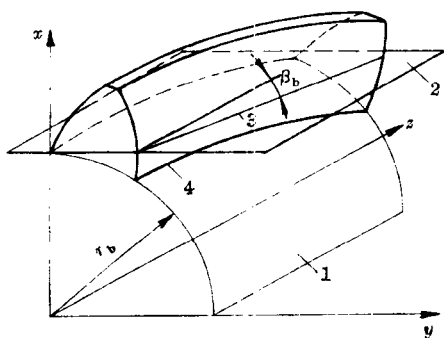


图 10-34 接触线的公称位置

1—基圆柱; 2—基圆柱的切平面; 3—发生线;  
4—基圆螺旋线;  $\beta_b$ —基圆螺旋角;  $r_b$ —基圆柱半径

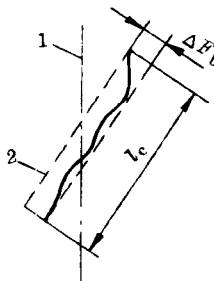


图 10-35 接触线误差

$l_c$ —接触线长度;

1—齿轮基准轴线; 2—公称接触线

接触线误差反映渐开螺旋面的齿向误差和齿形误差的综合结果,用来评定齿轮在齿宽方向的载荷分布均匀性。

为了保证齿线不作修正的窄斜齿轮的载荷分布均匀性,设计时可规定  $\Delta F_b$  的接触线公差  $F_b$ 。合格条件为  $\Delta F_b \leq F_b$ 。

## 三、轴向齿距偏差及其极限偏差

轴向齿距偏差  $\Delta F_{px}$  是指在与宽斜齿轮的基准轴线平行而大约通过齿高中部的一条直线上,任意两个同侧齿面间的实际距离与公称距离之差,见图 10-36。该偏差沿齿面法线方向计值。 $\Delta F_{px}$  反映齿轮的螺旋角偏差,用来评定齿轮在齿宽方向的载荷分布均匀性。

对于宽斜齿轮,轴向齿距偏差比齿向误差能更好地表征齿宽方向的载荷分布均匀性,因为彼此相隔一个或几个轴向齿距的各个轮齿的对应点在传动中应该同时啮合。

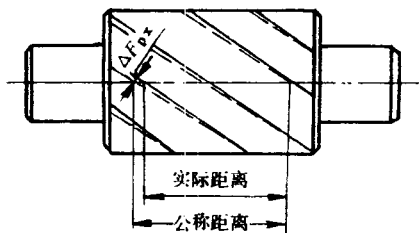


图 10-36 轴向齿距偏差

为了保证齿线不作修正的宽斜齿轮的载荷分布均匀性,可以同时规定  $\Delta F_{px}$  的轴向齿距极限偏差  $\pm F_{px}$  和  $\Delta f_i$  的齿形公差  $f_i$ , 或同时规定  $\pm F_{px}$  和  $\Delta F_b$  的接触线公差  $F_b$ 。它们的合格条件分别是:  $-F_{px} \leq \Delta F_{px} \leq +F_{px}$  且  $\Delta f_i \leq f_i$ ;  $-F_{px} \leq \Delta F_{px} \leq +F_{px}$  且  $\Delta F_b \leq F_b$ 。

## § 7 齿轮副的精度指标和侧隙指标及它们的公差

为了评定齿轮副的精度和侧隙是否满足使用要求,建立了下列精度指标和侧隙指标。

### 一、齿轮副的切向综合误差及其公差

齿轮副的切向综合误差  $\Delta F'_{ic}$  是指安装好的齿轮副,在啮合转动足够多的转数内,一个齿相对于另一个齿轮的实际转角与公称转角之差的总幅度值,见图 10-37。 $\Delta F'_{ic}$  以分度圆弧长计值,用来评定齿轮副传递运动的准确性。

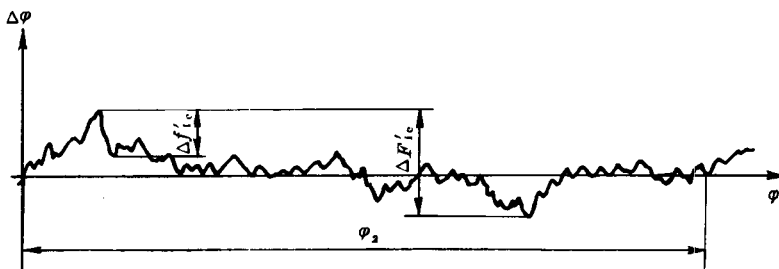


图 10-37 齿轮副切向综合误差曲线

$\varphi$ —大齿轮的转角;  $\Delta\varphi$ —大齿轮的转角误差;  $\varphi_2$ —大齿轮相对位置变化的全周期

对于分度传动链用的精密齿轮副,  $\Delta F'_{ic}$  是重要的评定指标。 $\Delta F'_{ic}$  应在装配后用传动精度测量仪来测量。测量时,以小齿轮的齿数  $z_1$  作为基数,测量齿数为  $z_2$  的大齿轮相对于小齿轮的转角误差,来表示该齿轮副的转角误差,  $\Delta F'_{ic}$  是在大齿轮的转角  $\varphi_2$  范围内测得的。规定足够多的转数,目的在于使误差在齿轮相对位置变化的全周期中充分显示出来。大齿轮的转数  $n_2$  用下式计算:

$$n_2 = z_1 / u$$

式中  $u$ ——大、小齿轮齿数  $z_2$ 、 $z_1$  的公因数。

换算成大齿轮的转角:

$$\varphi_2 = 2\pi \frac{z_1}{u}$$

例如,  $z_1=25$ ,  $z_2=80$ , 则公因数  $u=5$ , 因此  $n_2=5$ 。对于质数齿轮, 可以认为公因数  $u=1$ , 此时  $n_2=z_1$ 。

$\Delta F'_{ic}$  用传动精度测量仪来测量,也可以在单啮仪上安装两个配偶齿轮进行测量,或者按两个配偶齿轮分别在单啮仪上测得的切向综合误差之和进行考核。

$\Delta F'_{ic}$  用齿轮副的切向综合公差  $F'_{ic}$  予以控制,合格条件为  $\Delta F'_{ic} \leq F'_{ic}$ 。 $F'_{ic}$  的数值取为两个配偶齿轮的切向综合公差  $F'_{i1}$  与  $F'_{i2}$  之和,即

$$F'_{ic} = F'_{i1} + F'_{i2}$$

## 二、齿轮副的一齿切向综合误差及其公差

齿轮副的一齿切向综合误差  $\Delta f'_{ic}$  是指安装好的齿轮副, 在啮合转动足够多的转数内, 一个齿轮相对于另一个齿轮在一个齿距内的实际转角与公称转角之差的最大幅度值, 见图 10-37。  $\Delta f'_{ic}$  以分度圆弧长计值, 用来评定齿轮副的传动平稳性。

$\Delta f'_{ic}$  是在测量  $\Delta F'_{ic}$  的同时得到的, 是齿轮副切向综合误差曲线(图 10-37)上的小波纹的最大幅度值。

对于高速传动用的齿轮副,  $\Delta F'_{ic}$  和  $\Delta f'_{ic}$  都是重要的评定指标,  $\Delta f'_{ic}$  更为重要, 它们对动载系数、振动都有较大的影响。

$\Delta f'_{ic}$  用齿轮副的一齿切向综合公差  $f'_{ic}$  予以控制, 合格条件为  $\Delta f'_{ic} \leq f'_{ic}$ 。  $f'_{ic}$  的数值取为两个配偶齿轮的一齿切向综合公差  $f'_{i1}$  与  $f'_{i2}$  之和, 即

$$f'_{ic} = f'_{i1} + f'_{i2}$$

## 三、齿轮副的接触斑点

接触斑点是指装配好的齿轮副, 在轻微制动下, 运转后齿面上分布的接触擦亮痕迹, 如图 10-38 所示。齿面上接触痕迹的大小和位置可以反映齿轮副的制造和安装误差对齿面承载能力的影响。

接触痕迹的大小在齿面展开图上用百分率计算。

沿齿宽方向为接触痕迹的长度  $b''$  (扣除超过一个模数值的断开部分长度  $c$ ) 与工作长度  $b'$  之比, 以百分比计, 即

$$\frac{b'' - c}{b'} \times 100\%$$

沿齿高方向为接触痕迹的平均高度  $h''$  与工作高度  $h'$  之比, 以百分比计, 即

$$\frac{h''}{h'} \times 100\%$$

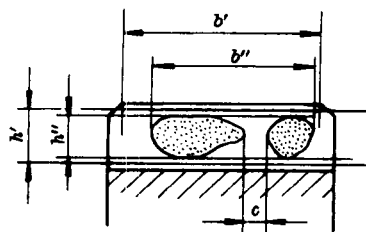


图 10-38 接触斑点

必须指出, 检验接触斑点应在机器装配后或出厂前, 在轻微制动下使齿轮副运转后进行, 以使齿面上呈现擦痕, 并保证齿轮副中一个齿轮的任何一个齿与配偶齿轮的许多齿啮合过。所谓轻微制动是指所加的制动转矩应使啮合的齿面接触而不脱离, 并且又不致使任何零件(包括被测齿轮)产生可以觉察的弹性变形为限度。检验接触斑点时, 必须对两个配偶齿轮所有的齿都加以观察, 并以检验接触斑点占有面积最小的那个齿作为检验结果。检验接触斑点应该不用涂料, 而以齿面上的实际擦亮痕迹来考核。但在生产过程中, 作为指导装配, 接触斑点可用薄膜涂料着色检验。

对齿轮副接触斑点的百分率应规定最小极限值。

## 四、齿轮副的圆周侧隙和法向侧隙

齿轮副的侧隙按测量方向分为圆周侧隙  $j_t$  和法向侧隙  $j_n$ , 如图 10-39 所示。当装配好的齿轮副中一个齿轮固定时, 另一个齿轮的圆周晃动量称为齿轮副的圆周侧隙, 它以弧长计值, 可用指示表测量。当装配好的齿轮副中两齿轮的工作齿面接触时, 非工作齿面间的最小

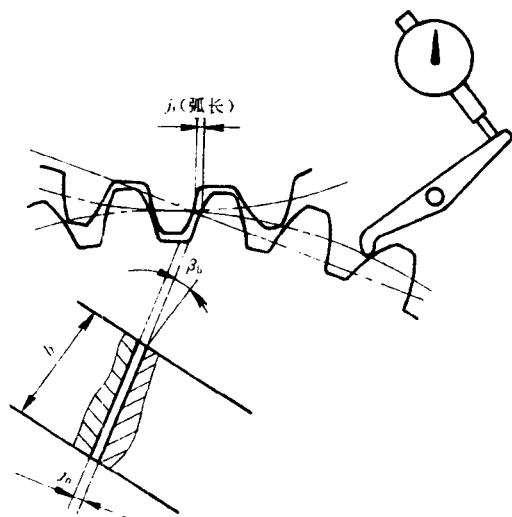


图 10-39 齿轮副的侧隙

距离称为齿轮副的法向侧隙。法向侧隙可用塞尺测量。

法向侧隙与圆周侧隙之间的关系如下：

$$j_n = j_t \cos \alpha_t \cos \beta_b = j_t \cos \alpha_n \cos \beta \quad (10-5)$$

式中  $\alpha_t, \alpha_n$ ——端面压力角、标准压力角；

$\beta, \beta_b$ ——分度圆螺旋角、基圆螺旋角。

测量圆周侧隙和测量法向侧隙是等效的。侧隙的大小是从使用角度提出的要求，它与齿轮及齿轮副的精度等级无关。

如果齿轮副的上述四个指标的测得值均能满足要求(误差值不大于给定的公差值)，则该齿轮副即为合格。

### 五、齿轮副的中心距偏差及其极限偏差、轴线的平行度误差及其公差

齿轮副的中心距偏差  $\Delta f_a$  和轴线平行度误差  $\Delta f_x, \Delta f_y$  都是齿轮副的安装误差(图 10-40)。参看图 10-40a，齿轮副的中心距偏差  $\Delta f_a$  是指在齿轮副的齿宽中间平面内，实际中心距  $a'$  与公称中心距之差。它是侧隙评定指标。

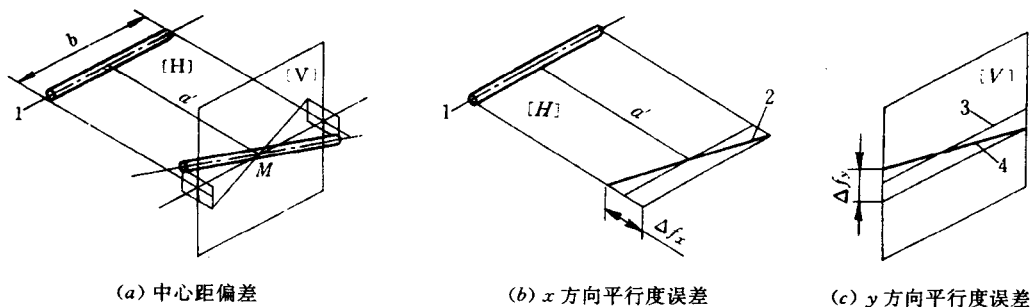


图 10-40 齿轮副的安装误差

1—基准轴线；2—另一轴线在[H]平面上的投影；3—基准轴线在[V]平面上的投影；  
4—另一轴线在[V]平面上的投影；b—齿轮宽度

齿轮副的两条轴线中任何一条轴线都可作为基准轴线来测量另一条轴线的平行度误差。该误差可以分成  $x$  方向和  $y$  方向的误差。为此,取包含基准轴线并通过另一条轴线与齿宽中间平面相交的点(中点  $M$ )所形成的平面作为基准平面[H]。

参看图 10-40b,  $x$  方向的轴线平行度误差  $\Delta f_x$  是指一对齿轮的轴线在基准平面[H]上的投影 1 和 2 的平行度误差。参看图 11-42c,  $y$  方向的轴线平行度误差  $\Delta f_y$  是指一对齿轮的轴线在垂直于基准平面[H]并且平行于基准轴线的平面[V]上的投影 3 和 4 的平行度误差。它们分别影响齿宽和齿高方向的接触斑点的大小和位置,都在全齿宽的长度上测量,都是载荷分布均匀性的评定指标。

对  $\Delta f_a$ 、 $\Delta f_x$  和  $\Delta f_y$  应分别规定齿轮副中心距极限偏差  $\pm f_a$ 、 $x$  方向和  $y$  方向轴线平行度公差  $f_x$  和  $f_y$ 。合格条件为:  $-f_a \leq \Delta f_a \leq +f_a$ ,  $\Delta f_x \leq f_x$ ,  $\Delta f_y \leq f_y$ 。

## § 8 渐开线圆柱齿轮精度标准的应用

GB10095—88《渐开线圆柱齿轮精度》适用于平行轴传动的渐开线圆柱齿轮及其齿轮副,其法向模数  $m_n \geq 1\text{mm}$ ,基本齿廓符合 GB1356—88《渐开线圆柱齿轮基本齿廓》的规定。

GB10095—88 对于  $m_n \geq 1 \sim 40\text{mm}$ ,分度圆直径  $d \leq 4000\text{mm}$ ,有效齿宽  $b \leq 630\text{mm}$  的齿轮和齿轮副的各项评定指标以及齿坯给出了公差或极限偏差的数值。

### 一、精度等级及其选择

GB10095—88 对齿轮传递运动的准确性、传动平稳性和载荷分布均匀性及齿轮副分别规定了 12 个精度等级,分别用阿拉伯数字 1、2、3、…、12 表示。其中 1 级精度最高,以后各级精度依次递降,12 级最低。齿轮副中两个齿轮的精度等级一般取成相同,也可以取成不同。若两个配偶齿轮的精度等级不相同,则按其中精度等级较低者确定齿轮副的精度等级。

对于同一齿轮的三项精度要求,可以取成相同,也可以以不同的精度等级相组合,使设计者能根据所设计的齿轮传动在工作中的具体使用条件,对齿轮的加工精度规定最合适的要求。

在 12 个精度等级中,目前 1、2 级精度的加工工艺水平和测量手段尚难以达到,一般不采用。3 级至 12 级大致分为三档:高精度等级:3、4、5 级;中等精度等级:6、7、8 级;低精度等级:9、10、11、12 级。

精度等级的选择应考虑齿轮圆周速度、传递功率、工作持续时间、传递运动的准确性、传动平稳性(振动和噪声)、承载能力、寿命等要求。选择精度等级的方法有类比法和计算法。

表 10-1 列出某些机器中齿轮采用的精度等级。

表 10-1 某些机器中的齿轮所采用的精度等级

应 用 范 围	精 度 等 级	应 用 范 围	精 度 等 级
单啮仪、双啮仪	2~5	载重汽车	6~9
涡轮机减速器	3~5	通用减速器	6~8
金属切削机床	3~8	轧钢机	5~10
航空发动机	4~7	矿用绞车	6~10
内燃机车、电气机车	5~8	起重機	6~9
轿车	5~8	拖拉机	6~10

表 10-2 列出齿轮某些精度等级的应用范围。

表 10-2 齿轮某些精度等级的应用范围

精度等级		4 级	5 级	6 级	7 级	8 级	9 级
应用范围		极精密分度机构的齿轮,非常高速并要求平稳、无噪声的齿轮,高速涡轮机齿轮 检查 7 级齿轮的理想精确的测量齿轮	精密分度机构的齿轮,高速并要求平稳、无噪声的齿轮,高速涡轮机齿轮 检查 8 级、9 级齿轮用的测量齿轮	高速、平稳、无噪声、高效率齿轮,航空、汽车、机床中的重要齿轮,分度机构齿轮 读数机构齿轮	高速、动力小而需逆转的齿轮 机床中的进给齿轮 航空齿轮 读数机构齿轮,具有一定速度的减速器齿轮	一般机器中的普通齿轮 汽车、拖拉机、减速器中的一般齿轮,航空器中的不重要齿轮,农机中的重要齿轮	精度要求低的齿轮
圆周速度 (m/s)	直齿	<35	<20	<15	<10	<6	<2
	斜齿	<70	<40	<30	<15	<10	<4

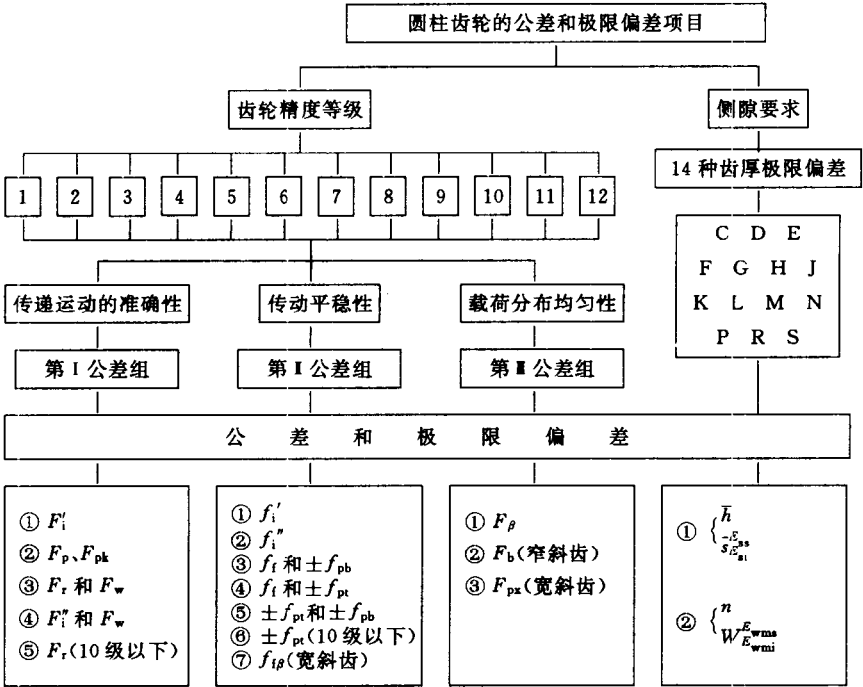


图 10-41 圆柱齿轮公差和极限偏差项目

计算法是指根齿轮传动链的传动精度要求,计算出允许的转角误差(推算出允许的  $\Delta F_i'$  或  $\Delta F_i''$ ),以确定传递运动的准确性的精度等级,如对读数齿轮传动链就应该进行这方面的分析和计算;根据机械动力学、机械振动学及振动、噪声与齿轮转角间关系的计算,确定传动平稳性的精度等级;在强度计算或寿命计算的基础上确定载荷分布均匀性的精度等级。



二、齿轮公差项目的选择

GB10095—88 按照齿轮误差的特性以及它们对传动性能的主要影响,将齿轮各项公差与极限偏差分成齿轮精度要求方面的三个公差组及齿轮在侧隙要求方面的极限偏差项目,见图 10-41。

设计过程中,为了保证齿轮的三项精度要求,可以从图 10-41 所列三个公差组的公差和极限偏差项目中各选取其中的一个项目或一套项目。在选择齿轮精度方面的公差、极限偏差项目的同时,还要选择侧隙方面的极限偏差项目。这时应考虑到齿轮的精度等级、尺寸大小和生产批量,并且尽量用同一仪器测量较多的评定指标。表 10-3 所列公差项目组合可供参考。

表 10-3 齿轮公差项目组合

公 差 组	精 度 等 级				
	3~6 级	7~8 级	5~8 级	5~9 级	9 级
I	$F'_i$ 或 $F_p$ 与 $F_{pk}$	$F_p$	$F_r$ 与 $F_w$	$F''_i$ 与 $F_w$	$F_r$ 与 $F_w$
II	$f'_i$ 或 $f_i$ 与 $\pm f_{pb}$ 或 $f_i$ 与 $\pm f_{pt}$ 或 $f_{i\beta}^{①}$	$f_i$ 与 $\pm f_{pb}$ 或 $f_i$ 与 $\pm f_{pt}$		$f''_i$	$\pm f_{pt}$ 与 $\pm f_{pb}$
III	$F_{\beta}$ , 或 $F_b^{②}$ , 或 $\pm F_{px}$ 与 $F_b^{③}$			$F_{\beta}$ 或 $F_b$	
侧隙	$\{^n W_{E_{wmi}}^E$				$\{^n W_{E_{wmi}}^E$ 或 $\{^{\bar{h}}_{E_{si}^{35}}^E$

注：①  $f_{i\beta}$ 用于轴向重合度  $\epsilon_{\beta}>1.25$  的 6 级及 6 级精度以上的宽斜齿轮。  
②  $F_b$  仅用于  $\epsilon_{\beta}\leq 1.25$  且齿线不作修正的窄斜齿轮。  
③  $\pm F_{px}$  与  $F_b$  仅用于  $\epsilon_{\beta}>1.25$  且齿线不作修正的宽斜齿轮。

齿轮和齿轮副各个公差和极限偏差项目的公差数值和极限偏差数值分别见附表 11-1~附表 10-13 和附表 10-17。

三、齿轮副的极限侧隙和齿轮齿厚极限偏差

1. 齿轮齿厚极限偏差的代号

齿轮副侧隙是装配后自然形成的。适当的侧隙用改变齿轮副中心距的大小或(和)把齿轮轮齿切薄来获得。当齿轮副中心距不能调整时,就应该在加工齿轮时按规定的齿厚极限偏差将轮齿切薄。在这种情况下,应规定固定的中心距极限偏差(其数值见附表 10-12),通过改变齿厚极限偏差来获得各种不同的侧隙。

GB10095—88 将齿厚极限偏差的数值标准化,规定了 14 种齿厚极限偏差  $E_s$ ,并用英文大写字母表示,如图 10-42 所示。偏差  $E_s$  的数值是以齿距极限偏差  $f_{pt}$  的倍数来表示的,见附表 10-10。齿厚公差带用两个极限偏差代号字母来表示,前一个字母表示上偏差,后一个字母表示下偏差。14 种齿厚极限偏差代号可以任意组合,以满足各种不同的需要,如上偏差

代号采用 F,下偏差代号采用 L。

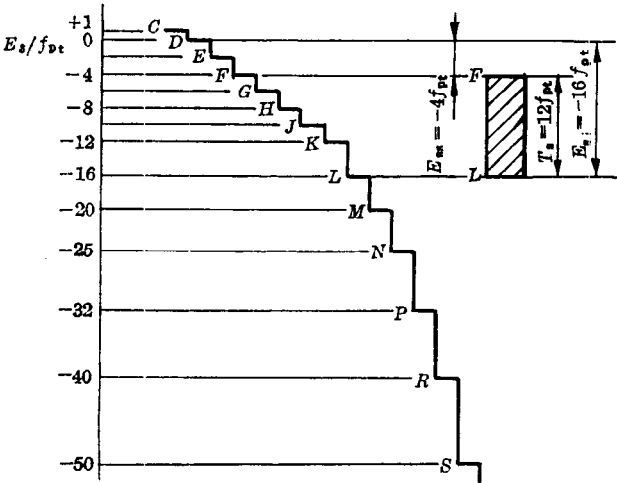


图 10-42 14 种齿厚极限偏差

齿轮副的侧隙要求根据工作条件用最小极限侧隙  $j_{nmin}$  (或  $j_{tmin}$ ) 与最大极限侧隙  $j_{nmax}$  (或  $j_{tmax}$ ) 来规定。

2. 最小极限侧隙

最小极限侧隙  $j_{nmin}$  是指在标准温度 (20℃) 下齿轮副无载荷时所需最小限度的侧隙, 与精度等级无关。它根据传动时允许的工作温度、润滑方法及齿轮的圆周速度等工作条件确定, 由下列两部分组成。

(1) 补偿传动时温升使齿轮和箱体产生热变形所必需的法向侧隙  $j_{n1}$

$j_{n1}$  按下式确定:

$$j_{n1} = a(\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) \times 2 \sin \alpha_n \tag{10-6}$$

式中

$a$ ——齿轮副的中心距;

$\alpha_1$  和  $\alpha_2$ ——齿轮和箱体材料的线膨胀系数 (1/℃);

$\Delta t_1$  和  $\Delta t_2$ ——齿轮温度  $t_1$  和箱体温度  $t_2$  对 20℃ 的偏差, 即  $\Delta t_1 = t_1 - 20^\circ$ ,  $\Delta t_2 = t_2 - 20^\circ$ ;

$\alpha_n$ ——齿轮的标准压力角。

(2) 保证正常润滑条件所需的法向侧隙  $j_{n2}$

$j_{n2}$  取决于润滑方法和齿轮圆周速度, 可参考表 10-4 选用。

齿轮副的最小极限侧隙  $j_{nmin} = j_{n1} + j_{n2}$ 。

表 10-4  $j_{n2}$  的推荐值

润 滑 方 式	圆 周 速 度 $v$ (m/s)			
	$\leq 10$	$> 10 \sim 25$	$> 25 \sim 60$	$> 60$
喷油润滑	$0.01m_n$	$0.02m_n$	$0.03m_n$	$(0.03 \sim 0.05)m_n$
油池润滑	$(0.005 \sim 0.01)m_n$			

注:  $m_n$ ——法向模数 (mm)。

3. 齿厚上偏差

齿厚上偏差  $E_{ss}$  即齿厚的最小减薄量。它除了要保证齿轮副所需要的最小极限侧隙  $j_{nmin}$

以外,还要补偿齿轮和齿轮副的制造误差和安装误差所引起的侧隙减小量  $J_n$ 。其中,制造误差主要考虑基节偏差和齿向误差,安装误差考虑  $x$  和  $y$  两个方向的平行度误差。计算  $J_n$  时,考虑到基节偏差  $\Delta f_{pb}$  的计值方向与法向侧隙方向一致,而齿向误差  $\Delta F_{\beta,x}$  和  $y$  两个方向的平行度误差  $\Delta f_x, \Delta f_y$  的计值方向皆与法向侧隙方向不一致,应分别乘以  $\cos \alpha_n$  或  $\sin \alpha_n$  ( $\alpha_n$  为标准压力角)后换算到法向侧隙方向,并且大、小齿轮的  $\Delta f_{pb}$  用其极限偏差值  $f_{pb1}$  和  $f_{pb2}$  代替,  $\Delta F_{\beta}$  用其公差值  $F_{\beta}$  (取两个齿轮的  $F_{\beta}$  相等)代替,齿轮副的  $\Delta f_x$  和  $\Delta f_y$  分别用它们的公差值  $f_x$  和  $f_y$  代替,再按随机误差合成,计算公式如下:

$$J_n = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2 + 2(F_{\beta}\cos\alpha_n)^2 + (f_x\sin\alpha_n)^2 + (f_y\cos\alpha_n)^2} \quad (10-7)$$

按附表 10-11,将  $f_x = F_{\beta}, f_y = 0.5F_{\beta}$  代入上式,并取  $\alpha_n = 20^\circ$ , 便得

$$J_n = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2 + 2.104F_{\beta}^2} \quad (10-8)$$

考虑到实际中心距为最小极限尺寸,即中心距实际偏差为下偏差(负值,  $-f_a$ )时,会使法向侧隙减小  $2f_a\sin\alpha_n$ ,同时将齿厚偏差的计算值换算到法向侧隙方向(乘以  $\cos\alpha_n$ ),则最小极限侧隙  $j_{nmin}$  与齿轮副中两个齿轮齿厚上偏差( $E_{ss1}, E_{ss2}$ )、中心距下偏差( $-f_a$ )以及  $J_n$  的关系为:

$$j_{nmin} = |E_{ss1} + E_{ss2}|\cos\alpha_n - f_a \times 2\sin\alpha_n - J_n$$

通常,为了方便设计和计算,令  $E_{ss1} = E_{ss2} = E_{ss}$ ,于是由上式求得齿厚上偏差为:

$$|E_{ss}| = \frac{j_{nmin} + J_n}{2\cos\alpha_n} + f_a\operatorname{tg}\alpha_n \quad (10-9)$$

当两个配偶齿轮的齿数相差较大时,为了提高小齿轮的承载能力,小齿轮的齿厚最小减薄量可取得比大齿轮小些。

#### 4. 齿厚下偏差

齿厚下偏差  $E_{si}$  由齿厚上偏差  $E_{ss}$  和齿厚公差  $T_s$  求得,  $E_{si} = E_{ss} - T_s$ 。

齿厚公差的大小不取决于齿厚上偏差,主要由径向切深误差和几何偏心这两个因素决定。后者使被加工齿轮的各个轮齿的齿厚不相等而产生变动。考虑到径向切深误差和几何偏心都是独立随机变量,按概率统计学求和,并且把它们从径向计值方向换算到齿厚偏差方向时乘以  $2\operatorname{tg}\alpha_n$ ,则齿厚公差  $T_s$  可按式确定:

$$T_s = 2\operatorname{tg}\alpha_n \sqrt{F_r^2 + b_r^2} \quad (10-10)$$

式中  $F_r$ ——齿圈径向跳动公差(表示几何偏心极限值的两倍);

$b_r$ ——径向切深公差,其值推荐按表 10-5 选用(此表中的 IT 值按齿轮分度圆直径从附表 3-2 查取)。

表 10-5 径向切深公差

第 I 公差组精度等级	5	6	7	8	9
$b_r$	IT8	1.26IT8	IT9	1.26IT9	IT10

将计算得到的齿厚上偏差  $E_{ss}$  和下偏差  $E_{si}$  分别除以齿距极限偏差  $f_{pt}$ , 得到商值  $E_{ss}/f_{pt}$  和  $E_{si}/f_{pt}$ , 然后按附表 10-10 的规定规范化,选取相应的齿厚极限偏差代号。当侧隙的大小要求较严格时,若不宜以 GB10095—88 规范的 14 个代号表示,则可以用数字表示。

齿轮的精度等级和齿厚极限偏差选定后,齿轮副的最大侧隙就自然形成。对一般用途的

齿轮副,不必计算最大侧隙。若需校验,则可按下式计算可能形成的最大侧隙  $j'_{n\max}$ :

$$j'_{n\max} = j_{n\min} + \sqrt{(T_{s1}^2 + T_{s2}^2)\cos^2\alpha_n + (4f_a\sin\alpha_n)^2 + J_n^2} \quad (10-11)$$

式中,  $T_{s1}$  和  $T_{s2}$  为齿轮副中两个配偶齿轮的齿厚公差。计算结果应不大于规定的最大极限侧隙  $j_{n\max}$ 。

如果侧隙评定指标不采用齿厚偏差  $\Delta E_s$ , 而采用公法线平均长度偏差  $\Delta E_{wm}$ , 则按式 (10-3) 或式 (10-4) 将齿厚极限偏差换算为公法线平均长度极限偏差。

#### 四、齿坯精度要求

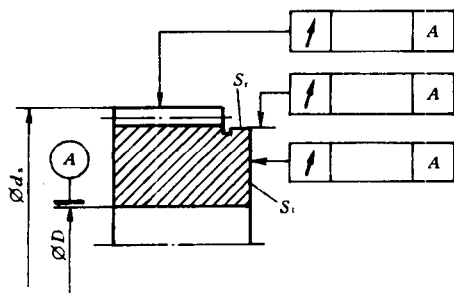


图 10-43 盘形齿轮的齿坯公差

$\varnothing d_a$ —齿顶圆直径;  $\varnothing D$ —基准孔直径;

$S_r$ —径向基准面;  $S_t$ —基准端面

齿轮齿坯的精度是指齿轮基准面的精度。它对齿轮的加工精度和安装精度的影响很大。用控制齿坯精度来保证和提高齿轮的加工精度是一项有效的技术措施。为此, GB10095—88 规定了齿坯精度要求(齿坯公差)。齿坯公差应标注在齿轮图上, 如图 10-43、10-44 所示。

盘形齿轮的基准面是: 齿轮安装在轴上的基准孔, 切齿时的定位端面, 齿顶圆柱面。齿轮轴的基准面是: 齿轮轴安装在支承上的两个轴颈, 齿顶圆柱面。齿顶圆柱面有时作为测量齿厚或齿距的基准, 盘形齿轮的齿顶圆柱面有时还用来在切齿机床上将齿坯基准轴线相对于工作台回转轴线找正。

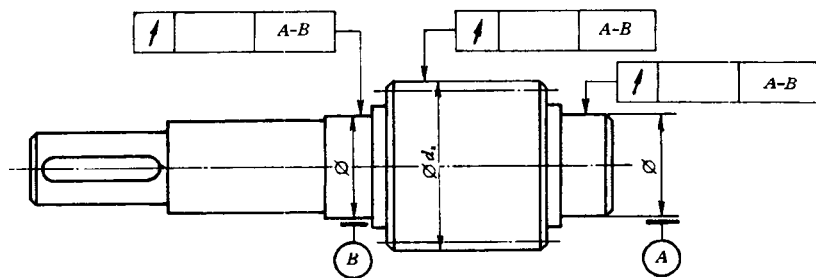


图 10-44 齿轮轴的齿坯公差

$\varnothing d_a$ —齿顶圆直径

齿轮基准孔或齿轮轴轴颈的尺寸公差和形状公差以及齿轮齿顶圆的尺寸公差按附表 10-14 确定。齿顶圆尺寸公差带应采用  $h$  基本偏差。

基准端面  $S_t$  在分度圆上的端面圆跳动公差、径向找正基准面  $S_r$  以及齿顶圆作为找正基准面或测量基准面时的径向圆跳动公差, 均按附表 10-15 确定。

齿面、齿轮基准孔、齿轮轴的轴颈、基准端面、径向找正基准面和作为基准面的齿顶圆柱面的表面粗糙度参数的上限值推荐按附表 10-16 确定。

应当注意, 在单件和小批生产齿轮时, 如果以齿顶圆作为测量齿厚的基准, 且计及齿轮齿顶圆直径尺寸的实际偏差, 则仅需严格控制齿顶圆的径向圆跳动, 而对齿顶圆直径可规定较大的尺寸公差(采用  $h11$ ), 这时在齿轮图上分度圆弦齿高  $\bar{h}$  就不全用数字表示, 而用下列形式标注:

$$\bar{h} = \frac{d_a}{2} - r \cos \delta \quad (10-12)$$

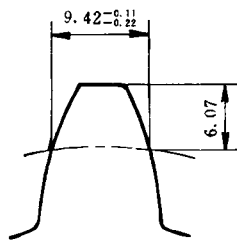
式中  $\delta = \frac{\pi}{2z} + \frac{2x}{z} \operatorname{tg} \alpha$  [符号含义见式(10-1)];

$d_a$ ——齿顶圆直径的实际尺寸;

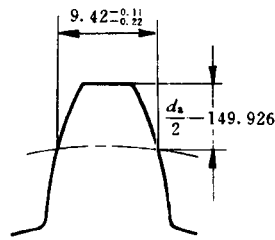
$r$ ——分度圆半径,图样上应标注计算  $r \cos \delta$  所得到的数字。

例如,单件生产某 8 级精度直齿圆柱齿轮,其模数  $m=6\text{mm}$ ,齿数  $z=50$ ,变位系数  $x=0$ ,现以齿顶圆作为测量齿厚的基准。按分度圆直径 300mm 由附表 10-15 查得齿顶圆的径向圆跳动公差为 0.022mm,在齿轮图上标注分度圆弦齿高和弦齿厚有两种方式:

(1) 测量齿厚时,若不计及齿轮齿顶圆直径的实际偏差,则按附表 10-14 确定齿顶圆直径公差带为 312h8( $-\frac{0}{-0.081}$ )。由附表 10-18 查得分度圆弦齿高和弦齿厚的公称值分别为  $\bar{h}=6.07\text{mm}$  和  $\bar{s}=9.42\text{mm}$ ,图样上标注如图 10-45a 所示。测齿卡尺的垂直卡尺按 6.07mm 调整。



(a) 不计及顶圆直径尺寸的实际偏差



(b) 计及顶圆直径尺寸的实际偏差

图 10-45 分度圆弦齿高和弦齿厚的标注

(2) 测量齿厚时,如果计及齿轮齿顶圆直径尺寸的实际偏差,则按附表 10-14 的注②确定齿顶圆直径公差带为 312h11( $-\frac{0}{-0.32}$ )。在这种情况下,式(10-12)中的第二项

$$r \cos \delta = \frac{mz}{2} \cos \frac{\pi}{2z} = \frac{6 \times 50}{2} \cos 1.8^\circ = 149.926\text{mm}$$

在图样上分度圆弦齿高应标注为:

$$\bar{h} = \frac{d_a}{2} - 149.926$$

图样标注如图 10-45b 所示。

设测得齿顶圆直径的实际尺寸  $d_a=311.82\text{mm}$ ,则该齿轮分度圆弦齿高的实际尺寸为:

$$\bar{h} = 311.82/2 - 149.926 = 5.98\text{mm}$$

测齿卡尺的垂直卡尺按 5.98mm 调整。

### 五、箱体轴承孔的位置公差

箱体轴承孔的位置公差是指箱体上的两对轴承孔的公共轴线间中心距的极限偏差  $f'_a$  和同一根轴对应两孔的公共轴线之间的平行度公差  $f'_x$ 、 $f'_y$ ,它们分别是齿轮副中心距极限偏差  $f_a$  和轴线平行度公差  $f_x$ 、 $f_y$  的组成部分,但 GB10095-88 中没有规定  $f'_a$ 、 $f'_x$ 、 $f'_y$  的数值。通常取  $f'_a=0.8f_a$ , $f'_x$  和  $f'_y$  可按有关产品标准查取。参看图 10-46,箱体上的轴承孔轴线的平行度误差是按支承间距  $L$ (左、右壁

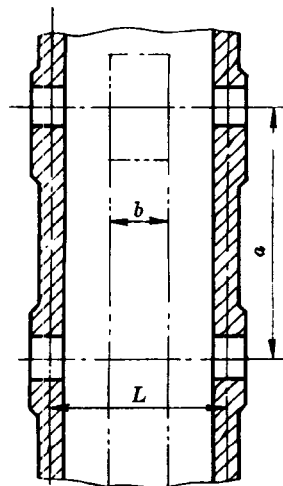
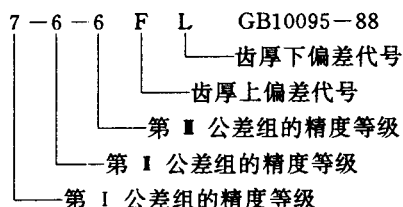


图 10-46 箱体上的支承间距  
a—中心距

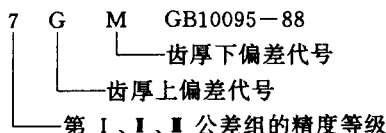
轴承孔中间平面之间的距离)测量的,而 $f_x$ 和 $f_y$ 是按齿宽 $b$ 给出的, $L>b$ ,因此 $f'_x$ 和 $f'_y$ 的数值会分别大于 $f_x$ 和 $f_y$ 的数值,但都不允许大于 $f'_a$ 的数值。

## 六、图样标注

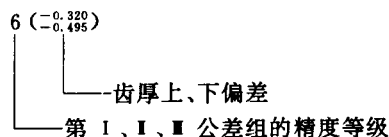
在齿轮零件图上,应将齿轮三个公差组的精度等级和齿厚极限偏差的代号标注在图样上的数据表中。它们应按下列顺序标注:第Ⅰ、第Ⅱ、第Ⅲ公差组的精度等级代号(三者之间用两个短横符号“-”分开),齿厚上偏差、齿厚下偏差代号。例如齿轮第Ⅰ、第Ⅱ、第Ⅲ公差组的精度等级分别为7级、6级、6级,齿厚上、下偏差代号分别为F、L,它们应如下标注:



如果齿轮三个公差组的精度等级相同,则只需标注一个精度等级代号的数字。例如齿轮的三个公差组的精度等级同为7级,齿厚上、下偏差代号分别为G、M,它们应如下标注:



此外,对齿厚上、下偏差可以不标注代号,而直接标注数值,示例如下:



需要说明,在齿轮图上标注了齿厚极限偏差代号后,如果齿厚减薄量用分度圆弦齿厚极限偏差加以控制,则还应在图样上按图 10-45 所示的方法进行标注;倘若齿厚减薄量用公法线平均长度极限偏差加以控制,那么在图样上的数据表中应改为标注公法线长度公称值和极限偏差以及对应的跨齿数。

## 七、应用示例

参看第一章图 1-1 所示的斜齿圆柱轮减速器,其功率为 5kW,高速轴转速 $n_1=327\text{r/min}$ ,主、从动齿轮皆为螺旋角 $\beta=8^\circ6'34''$ 的标准齿轮。法向模数 $m_n=3\text{mm}$ ,标准压力角 $\alpha_n=20^\circ$ ,小齿轮和大齿轮的齿数分别为 $z_1=20$ 和 $z_2=79$ ,齿宽分别为 $b_1=65\text{mm}$ 和 $b_2=60\text{mm}$ ,大齿轮的基准孔的基本尺寸为 58mm。该减速器成批生产。试确定大齿轮的精度等级和齿厚极限偏差代号以及齿轮公差项目组合(齿轮各项公差和极限偏差)、齿坯公差和箱体上轴承孔的位置公差。

设齿轮材料为钢,线膨胀系数 $\alpha_1=11.5\times10^{-6}/^\circ\text{C}$ ;箱体的材料为铸铁,线膨胀系数为 $\alpha_2=10.5\times10^{-6}/^\circ\text{C}$ 。在传动时,齿轮温度增至 $t_1=45^\circ\text{C}$ ,箱体温度增至 $t_2=30^\circ\text{C}$ 。

解

## (1) 确定齿轮的精度等级

小齿轮的分度圆直径  $d_1 = m_n z_1 / \cos \beta = 3 \times 20 / \cos 8^\circ 6' 34'' = 60.606 \text{ mm}$ 大齿轮的分度圆直径  $d_2 = m_n z_2 / \cos \beta = 3 \times 79 / \cos 8^\circ 6' 34'' = 239.394 \text{ mm}$ 中心距  $a = (d_1 + d_2) / 2 = (60.606 + 239.394) / 2 = 150 \text{ mm}$ 齿轮圆周速度  $v = \pi d_1 n_1 / 60 = 3.14 \times 327 \times 60.606 / 1000 = 62.23 \text{ m/min} = 1.04 \text{ m/s}$ 

参考表 10-1 所列通用减速器的齿轮和表 10-2 中所列一般机器中的普通齿轮所采用的精度等级,按本例齿轮圆周速度,综合考虑精度方面的三项使用要求,确定齿轮的精度等级为 8-8-7 级。

大齿轮的齿宽  $b_2$  为 60mm,轴向齿距的 1.25 倍为  $1.25 p_x = 4 m_n / \sin \beta = 85.067 \text{ mm}$ ,该齿轮为  $b_2 < 1.25 p_x$  的窄斜齿轮。

## (2) 确定齿轮公差项目组合

确定齿轮公差项目组合一般先从第 I 公差组开始,第 II、第 III 公差组和侧隙方面的公差项目应尽量满足使用同一仪器测量较多的评定指标这一经济性要求。参看表 10-3,例如若第 I 公差组选用  $F_p$ ,则第 II 公差组应选用  $\pm f_{pt}$  和  $f_{it}$ 。

本减速器成批生产,第 I 公差组选用  $F_i''$  与  $F_w$ ,第 II 公差组选用  $f_i''$ ,第 III 公差组选用  $F_\beta$ 。侧隙方面选用  $W_{E_{wmi}}^{E_{wma}}$ 。由附表 10-3、10-4、10-8、10-9 分别查得大齿轮三项精度要求的公差值为:  $F_i'' = 90 \mu\text{m}$ ,  $F_w = 50 \mu\text{m}$ ,  $f_i'' = 32 \mu\text{m}$ ,  $F_\beta = 16 \mu\text{m}$ 。

## (3) 确定最小极限侧隙

由式(10-6),补偿热变形所需的侧隙为

$$j_{n1} = a(\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) \times 2 \sin \alpha_n \\ = 150(11.5 \times 25 - 10.5 \times 10) \times 10^{-6} \times 2 \times 0.342 = 0.019 \text{ mm}$$

按表 10-4,保证正常润滑条件所需的侧隙为

$$j_{n2} = 0.01 m_n = 0.01 \times 3 = 0.03 \text{ mm}$$

因此,最小极限侧隙为

$$j_{nmin} = j_{n1} + j_{n2} = 0.019 + 0.03 = 0.049 \text{ mm} = 49 \mu\text{m}$$

## (4) 选择齿厚上偏差、公差和下偏差

按式(10-8),由附表 10-7、10-9 查得  $f_{pb1} = 18 \mu\text{m}$ ,  $f_{pb2} = 20 \mu\text{m}$ ,  $F_\beta = 16 \mu\text{m}$ ,因此,

$$J_n = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2 + 2.104 F_\beta^2} = \sqrt{18^2 + 20^2 + 2.104 \times 16^2} = 35.5 \mu\text{m}$$

令大、小齿轮齿厚上偏差相同,按式(10-9),由附表 10-12 查得  $f_a = 31.5 \mu\text{m}$ ,因此,

$$E_{ss2} = - \left( \frac{j_{nmin} + J_n}{2 \cos \alpha_n} + f_a \tan \alpha_n \right) = - \left( \frac{49 + 35.5}{2 \cos 20^\circ} + 31.5 \tan 20^\circ \right) = -56 \mu\text{m}$$

按式(10-10),由附表 10-2 查得  $F_r = 63 \mu\text{m}$ ,从表 10-5 查取切齿进刀公差

$$b_{r2} = 1.26 IT_9 = 1.26 \times 115 = 145 \mu\text{m}$$

因此齿厚公差选取为

$$T_{s2} = 2 \tan \alpha_n \sqrt{F_{r2}^2 + b_{r2}^2} = 2 \tan 20^\circ \sqrt{63^2 + 145^2} = 115 \mu\text{m}$$

计算齿厚下偏差

$$E_{si2} = E_{ss2} - T_{s2} = -56 - 115 = -171 \mu\text{m}$$

将计算得到的齿厚上、下偏差分别除以大齿轮的齿距极限偏差(由附表 10-6 查得  $f_{pt2} = 22\mu\text{m}$ )得:

$$\frac{E_{ss2}}{f_{pt2}} = \frac{-56}{22} = -2.5; \quad \frac{E_{si2}}{f_{pt2}} = \frac{-171}{22} = -7.8$$

由附表 10-10,选取齿厚上、下偏差代号分别为 F、H。因此最后确定齿厚上、下偏差为:

$$E_{ss2} = -4f_{pt} = -4 \times 22 = -88\mu\text{m}$$

$$E_{si2} = -8f_{pt} = -8 \times 22 = -176\mu\text{m}$$

(5) 计算公法线长度公称值并确定公法线平均长度极限偏差

斜齿轮的公法线长度按法向测量。斜齿轮公法线长度公称值  $W$  按式(10-2)计算,但需作一些代换。

计算跨齿数  $n$  时,应以斜齿轮的当量齿数  $z_v$  代换齿数  $z$ 。 $z_v = z/\cos^3\beta$ 。因此,本例斜齿轮的当量齿数和跨齿数分别为

$$z_v = z/\cos^3 8^\circ 6' 34'' = 81.45$$

$$n = z_v/9 + 0.5 = 81.45/9 + 0.5 = 9.55, \text{取 } n = 10$$

公法线长度公称值按下式计算:

$$W = m_n \cos \alpha_n [\pi(10 - 0.5) + z \text{inv} \alpha_n]$$

式中,  $\alpha_n = \arctan(\tan \alpha_n / \cos \beta) = \arctan(\tan 20^\circ / \cos 8^\circ 6' 34'') = 20.186^\circ$ , 因此,  $\text{inv} \alpha_n = \text{inv} 20.186^\circ = 0.015333$ 。

$$W = 3 \times \cos 20^\circ [3.1416(10 - 0.5) + 79 \times 0.015333] = 87.552\text{mm}$$

按式(10-3)确定公法线平均长度上、下偏差:

$$E_{wms} = E_{ss} \cos \alpha_n - 0.72 F_r \sin \alpha_n = -88 \cos 20^\circ - 0.72 \times 63 \times \sin 20^\circ = -98\mu\text{m}$$

$$E_{wmi} = E_{si} \cos \alpha_n + 0.72 F_r \sin \alpha_n = -145\mu\text{m}$$

按计算结果,在齿轮图上这样标注:  $87.552_{-0.145}^{+0.098}\text{mm}$ 。

(6) 确定齿坯公差

按附表 10-14,基准孔尺寸公差为 IT7,其尺寸公差带确定为  $58\text{H}7(+0.03)$ ,并采用包容要求⑥。齿顶圆不作为测量基准面,齿顶圆直径的尺寸公差带确定为  $245.39\text{h}11(-0.29)$ 。按附表 10-15,由分度圆直径确定齿坯基准端面对基准轴线的端面圆跳动公差值为  $0.022\text{mm}$ 。

(7) 确定齿轮各部分的表面粗糙度参数值

齿面、基准孔、齿顶圆、基准端面的表面粗糙度参数  $R_a$  的上限值由附表 10-16 查取。其余部分的表面粗糙度值由有关资料确定。

本例齿轮的图样见图 10-47,数据见表 10-6。

若减速器单件、小批生产,则齿轮公差项目组合可选用:  $F_p = 0.125\text{mm}$ ,  $f_t = 0.018\text{mm}$ ,  $\pm f_{pt} = \pm 0.022\text{mm}$ ;  $F_\beta = 0.016\text{mm}$ ;  $n = 10$ ,公法线长度  $87.552_{-0.145}^{+0.098}\text{mm}$ 。

(8) 确定箱体轴承孔的位置公差

由附表 10-12 查得齿轮副中心距极限偏差  $\pm f_a = \pm 31.5\mu\text{m}$ ,取箱体孔中心距极限偏差  $\pm f'_a = \pm 0.8f_a = \pm 25\mu\text{m}$ 。

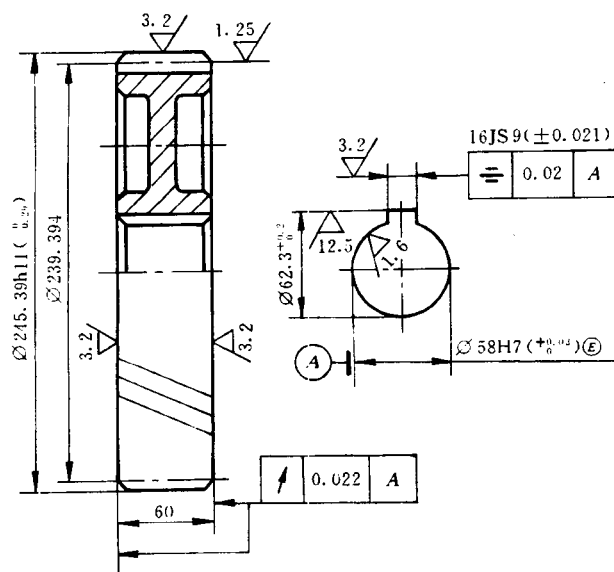
由附表 10-11 查得齿轮副的轴线平行度公差  $f_x = F_\beta = 16\mu\text{m}$ ,  $f_y = F_\beta/2 = 8\mu\text{m}$ ,取箱体轴承孔轴线平行度公差  $f'_x = f_x = 16\mu\text{m}$ ,  $f'_y = f_y = 8\mu\text{m}$ 。

若箱体上支承同一根轴的两个轴承孔分别采用包容要求⑥,即使这两个孔按单一要素



包容要求⑤检验合格,但控制不了这两个孔的同轴度,而同轴度误差会影响该孔与滚动轴承外圈的配合性质。因此,轴承孔按关联要素采用最大实体要求的零形位公差,标注同轴度公差“0  $\textcircled{M}$ ”,以控制这两个孔的同轴度,并保证指定的配合性质。

本例箱体的箱座图样如图 10-48 所示,箱盖图样上公差标注与箱座类似。



公差原则按 GB/T4229

未注公差的尺寸按 GB1804—m

未注形位公差按 GB/T 1184—K

图 10-47 齿轮

表 10-6 图 10-47 齿轮的数据

模数		$m_n$	3
齿数		$z_2$	79
标准压力角		GB1356—88, $\alpha_n = 20^\circ$	
变位系数		$x_2$	0
螺旋角及方向		$\beta$	$8^\circ 6' 34''$ 右旋
精度等级及齿厚极限偏差代号		8-8-7 FH GB10095—88	
径向综合公差		$F_r''$	0.090
公法线长度变动公差		$F_w$	0.050
一齿径向综合公差		$f_i''$	0.032
齿向公差		$F_\beta$	0.016
公法线平均长度	跨齿数	$n$	10
	公称值及极限偏差	$W_{E_{wmi}}^{F_{wms}}$	$87.552 \pm 0.018$
配偶齿轮的齿数		$z_1$	20
中心距及其极限偏差		$a \pm f_a$	$150 \pm 0.025$

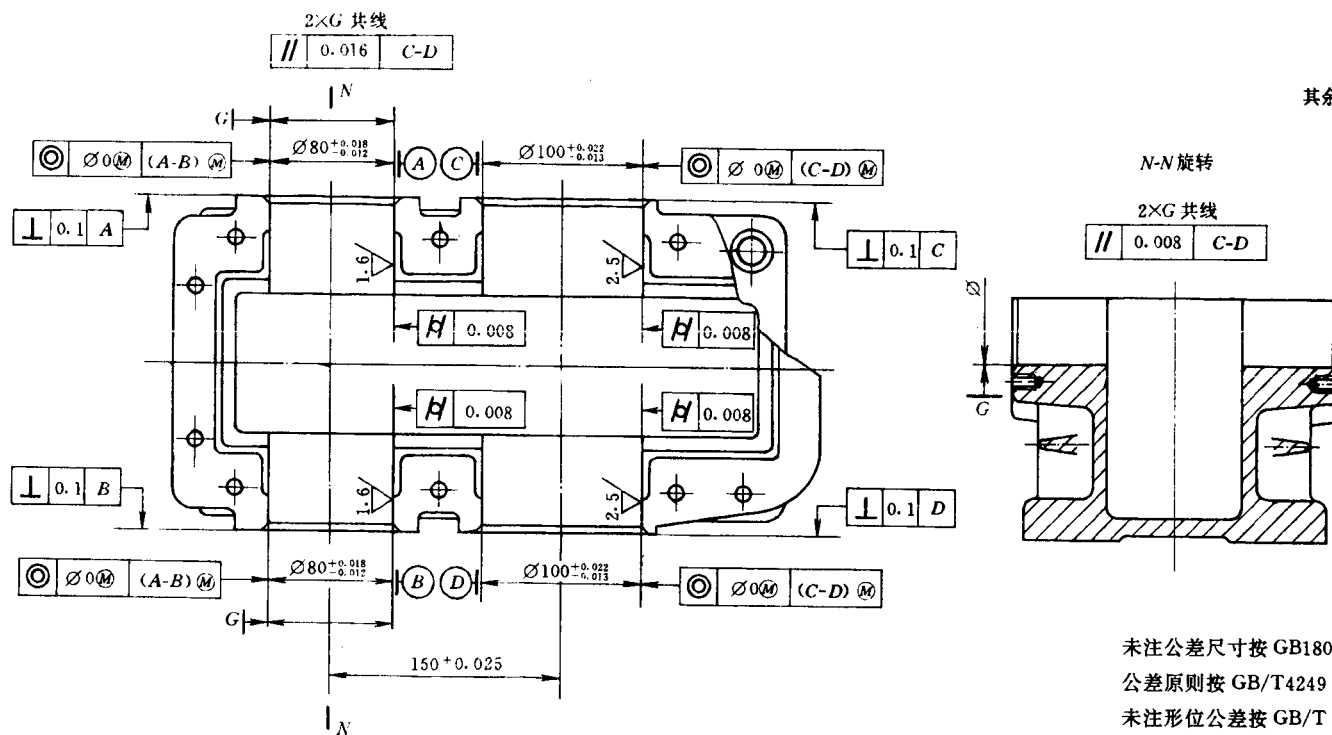


图 10-48 箱座

## 第十一章 键和花键的公差与检测

键联结和花键联结广泛用作轴和轴上传动件(如齿轮、带轮、链轮、联轴器等)之间的可拆联结,用以传递转矩,有时也用作轴上传动件的导向,如变速箱中变速齿轮花键孔与花键轴的联结。

键又称单键,可分为平键、半圆键、切向键和楔形键等几种,其中平键又可分为普通平键和导向平键两种。花键分为矩形花键和渐开线花键两种。花键联结与单键联结相比较,前者的强度高,承载能力强。渐开线花键联结与矩形花键联结相比较,前者的强度更高,承载能力更强,并且具有精度高、齿面接触良好、能自动定心、加工方便等优点。

为了正确确定平键联结、矩形花键联结和圆柱直齿渐开线花键联结的公差与配合和保证互换性,我国发布了 GB1095—79《平键 键和键槽的剖面尺寸》、GB1144—87《矩形花键 尺寸、公差和检验》和 GB/T3478—1995《圆柱直齿渐开线花键》等国家标准。

### § 1 平键联结的公差、配合与检测

#### 一、平键和键槽的尺寸

平键联结由键、轴键槽和轮毂键槽等三部分组成,通过键的侧面与轴键槽及轮毂键槽的侧面相互接触来传递转矩。参看图 11-1,在平键联结中,键和轴键槽、轮毂键槽的宽度  $b$  是配合尺寸,应规定较严的公差;而键的高度  $h$  和长度  $L$  以及轴键槽的深度  $t$  和长度  $L$ 、轮毂键槽的深度  $t_1$  皆是非配合尺寸,应给予较松的公差。

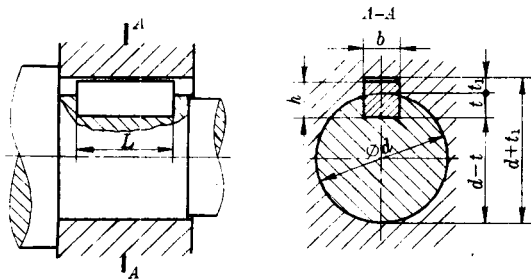


图 11-1 平键和键槽的剖面尺寸

#### 二、平键联结的公差与配合

##### 1. 平键和键槽配合尺寸的公差带和配合种类

平键联结中,键由型钢制成,是标准件,因此键与键槽宽度的配合采用基轴制。GB1095—79《平键 键和键槽的剖面尺寸》规定按轴径确定键和键槽尺寸。它们的公差带则从 GB/T1801—1999《极限与配合 公差带与配合选择》中选取,对键的宽度规定一种公差带 h9,对

轴和轮毂键槽的宽度各规定三种公差带,以满足各种用途的需要。参看图 11-2,键宽度公差带分别与三种键槽宽度公差带形成三组配合。它们的应用场合见表 11-1。

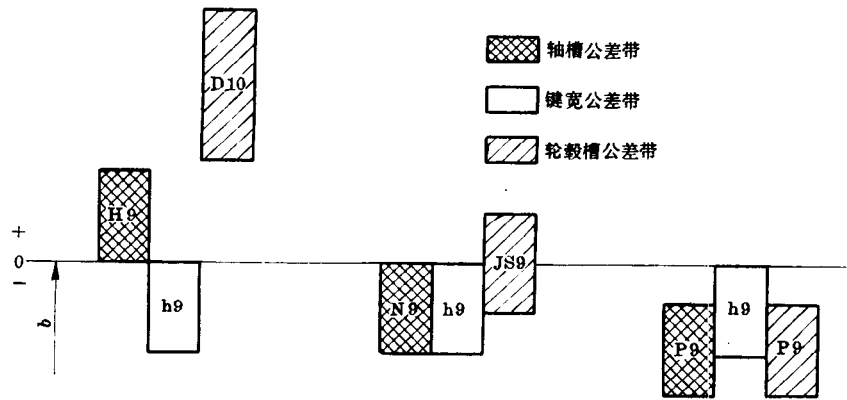


图 11-2 键宽度和键槽宽度  $b$  的公差带示意图

表 11-1 平键联结的三组配合及其应用

配合种类	尺寸 $b$ 的公差带			应 用
	键	轴键槽	轮毂键槽	
较松联结	h9	H9	D10	用于导向平键,轮毂在轴上移动
一般联结		N9	JS9	键在轴键槽中和轮毂键槽中均固定,用于载荷不大的场合
较紧联结		P9	P9	键在轴键槽中和轮毂键槽中均牢固地固定,用于载荷较大、有冲击和双向转矩的场合

2. 平键和键槽非配合尺寸的公差带

平键高度  $h$  的公差带一般采用 h11;截面尺寸为  $2 \times 2(\text{mm})$  至  $6 \times 6(\text{mm})$  的 B 型平键由于其宽度和高度不易区分,这种平键高度的公差带亦采用 h9。平键长度  $L$  的公差带采用 h14。轴键槽长度  $L$  的公差带采用 H14。轴键槽深度  $t$  和轮毂键槽深度  $t_1$  的极限偏差由 GB1095—79 专门规定(见附表 11-1)。为了便于测量,在图样上对轴键槽深度和轮毂键槽深度分别标注“ $d-t$ ”和“ $d+t_1$ ”(此处  $d$  为孔、轴的基本尺寸),它们的极限偏差从附表 11-1 查取。

3. 键槽的形位公差

键与键槽配合的松紧程度不仅取决于它们的配合尺寸公差带,还与它们配合表面的形位误差有关,因此应分别规定轴键槽宽度的中心平面对轴的基准轴线和轮毂键槽宽度的中心平面对孔的基准轴线的对称度公差。该对称度公差与键槽宽度的尺寸公差及孔、轴尺寸公差的关系可以采用独立原则或最大实体要求。键槽对称度公差采用独立原则时,使用普通计量器具测量;键槽对称度公差采用最大实体要求时,应使用位置量规检验。对称度公差等级可按 GB/T 1184—1996《形状和位置公差 未注公差值》取为 7~9 级。

4. 平键和键槽的表面粗糙度要求

键和键槽的表面粗糙度参数  $R_a$  的上限值一般这样选取:配合表面取为  $1.6 \sim 6.3 \mu\text{m}$ ,非配合表面取为  $12.5 \mu\text{m}$ 。

三、键槽尺寸和公差在图样上的标注

轴键槽和轮毂键槽剖面尺寸及其公差带、键槽的形位公差和表面粗糙度要求在图样上

的标注示例见图 11-3 和图 11-4。

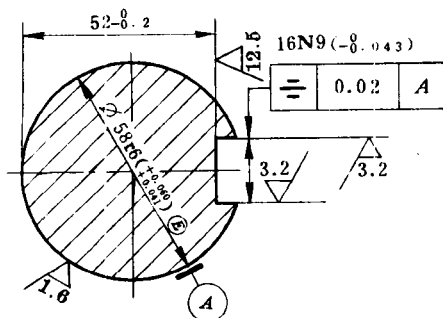


图 11-3 轴键槽尺寸和公差标注示例  
(对称度公差采用独立原则)

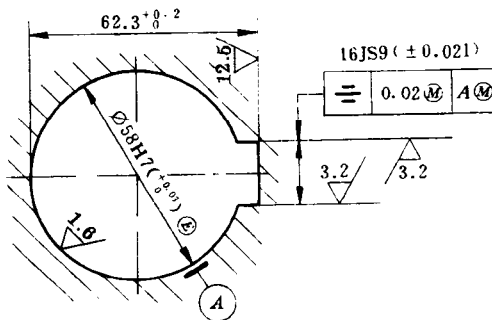


图 11-4 轮毂键槽尺寸和公差标注示例  
(对称度公差采用最大实体要求)

#### 四、单键槽的检测

键和键槽的尺寸可以用千分尺、游标尺等普通计量器具来测量。键槽宽度可以用量块或极限量规来检验。

参看图 11-5a, 轴键槽对基准轴线的对称度公差采用独立原则。这时键槽对称度误差可按图 11-5b 所示的方法来测量。被测零件(轴)以其基准部位 2 放置在 V 形支承座 1 上, 以平板 4 作为测量基准, 用 V 形支承座体现轴的基准轴线, 它平行于平板。用定位块 3 (或量块) 模拟体现键槽中心平面。将置于平板上的指示器的测头与定位块的顶面接触, 沿定位块的一个横截面移动, 并稍微转动被测零件来调整定位块的位置, 使指示器沿定位块这个横截面移动的过程中示值始终稳定为止, 因而确定定位块的这个横截面内的素线平行于平板。然后, 用指示器对定位块长度两端的 I 和 II 部位的测点分别进行测量, 测得的示值分别为  $M_I$  和  $M_{II}$ 。

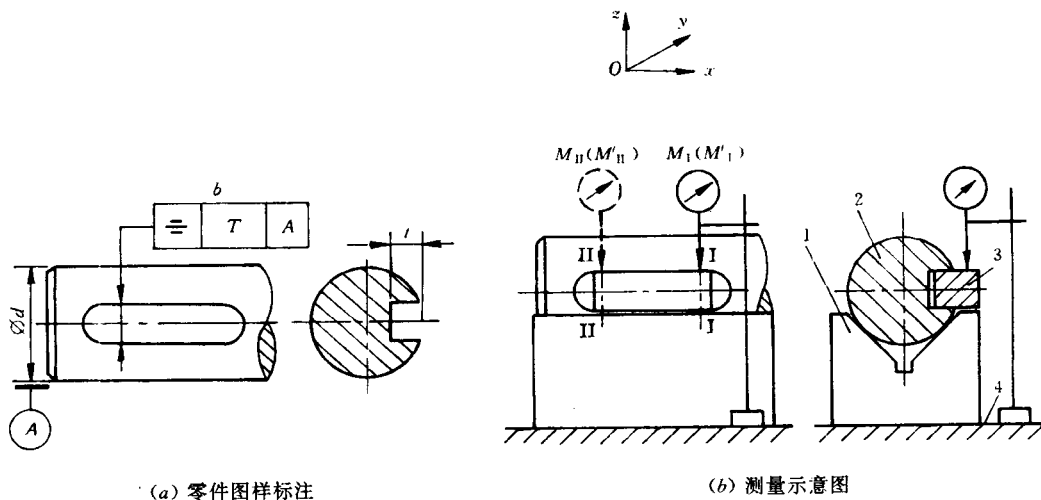


图 11-5 轴键槽对称度误差的测量

将被测零件在 V 形支承座上翻转 180°, 然后按照上述方法进行调整, 并用指示器对定位块另一顶面(前一轮测量时的底面)长度两端的 I 和 II 部位的测点分别进行测量, 测得的

示值分别为  $M'_I$  和  $M'_{II}$ 。

图 11-5b 所示的直角坐标系中,  $x$  坐标轴为被测零件(轴)的基准轴线,  $y$  坐标轴平行于平板,  $z$  坐标轴为指示器的测量方向。因此, 键槽实际被测中心平面的两端相对于基准轴线和平板的平行平面  $Oxy$  的偏离量  $\Delta_1$  和  $\Delta_2$  分别按下列式计算:

$$\Delta_1 = (M_I - M'_I) / 2 \quad (11-1)$$

$$\Delta_2 = (M_{II} - M'_{II}) / 2 \quad (11-2)$$

轴键槽对称度误差值  $f$  由  $\Delta_1$  和  $\Delta_2$  值以及轴的直径  $d$  和键槽深度  $t$  按下式计算:

$$f = \left| \frac{t(\Delta_1 + \Delta_2)}{d - t} + (\Delta_1 - \Delta_2) \right| \quad (11-3)$$

参看图 11-6a, 轴键槽对称度公差与键槽宽度的尺寸公差的关系采用最大实体要求, 而该对称度公差与轴径的尺寸公差的关系采用独立原则。这时键槽对称误差可用图 11-6b 所示的量规检验。该量规以其 V 形表面作为定心表面来体现基准轴线(不受轴实际尺寸变化的影响), 来检验键槽对称度误差, 若 V 形表面与轴表面接触且量杆能够进入被测键槽, 则表示合格。

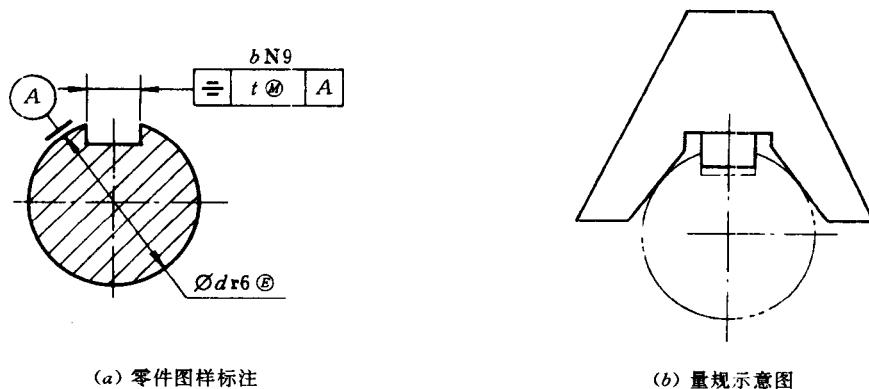


图 11-6 轴键槽对称度量规

参看图 11-7a, 轮毂键槽对称度公差与键槽宽度的尺寸公差及基准孔孔径的尺寸公差的关系皆采用最大实体要求。这时, 键槽对称度误差可用图 11-7b 所示的键槽对称度量规检

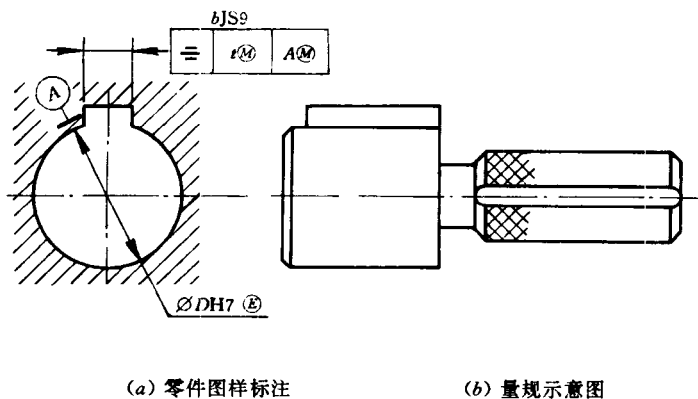


图 11-7 轮毂键槽对称度量规

验。该量规以圆柱面作为定位表面模拟体现基准轴线,来检验键槽对称度误差,若它能够同时自由通过轮毂的基准孔和被测键槽,则表示合格。

## § 2 矩形花键联结的公差、配合与检测

### 一、矩形花键的主要尺寸

GB1144-87《矩形花键 尺寸 公差和检验》规定矩形花键的主要尺寸有小径 $d$ 、大径 $D$ 、键宽和键槽宽 $B$ ,见图11-8。键数规定为偶数,有6、8、10三种,以便加工和检测。按承载能力,对基本尺寸规定了轻、中两个系列,同一小径的轻系列和中系列的键数相同,键宽(键槽宽)也相同,仅大径不相同(见附表11-2)。

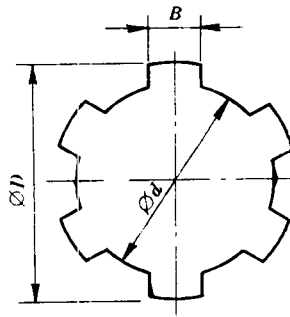


图 11-8 矩形花键的主要尺寸

### 二、矩形花键联结的定心方式

矩形花键联结可以有三种定心方式:小径 $d$ 定心、大径 $D$ 定心和键侧(键槽侧) $B$ 定心,如图11-9所示。前两种定心方式的定心精度比后一种方式的高。而键和键槽的侧面无论是否作为定心表面,其宽度尺寸 $B$ 都应具有足够的精度,因为它们要传递转矩和导向。此外,非定心直径表面之间应该有足够的间隙。

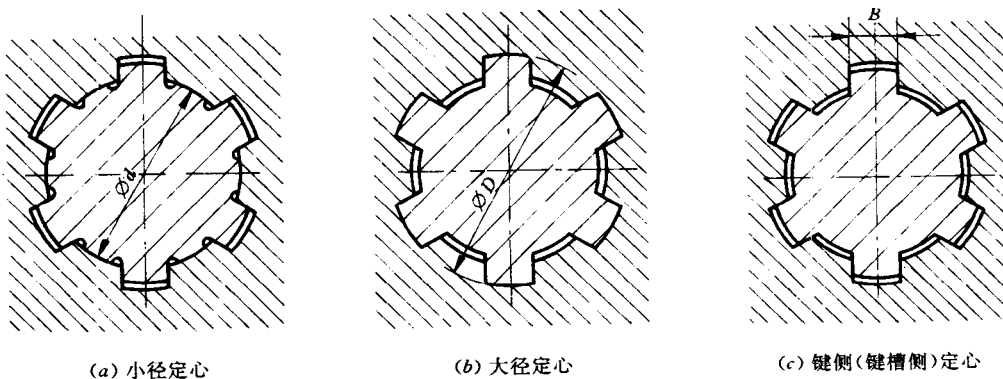


图 11-9 矩形花键联结的定心方式

GB1144-87 规定矩形花键联结采用小径定心。这是因为随着科学技术的发展,现代工业对机械零件的质量要求不断提高,对花键联结的机械强度、硬度、耐磨性和几何精度的要求都提高了。例如,工作时每小时相对滑动15次以上的内、外花键,要求硬度在40HRC以上;相对滑动频繁的内、外花键,则要求硬度为56~60HRC。因此,在内、外花键制造过程中需要进行热处理(淬硬)来提高硬度和耐磨性。淬硬后应采用磨削来修正热处理变形,以保证定心表面的精度要求。如果采用大径定心,则内花键大径表面很难磨削。采用小径定心,磨削内花键小径表面就很容易,磨削外花键小径表面也比较方便。此外,内花键尺寸精度要求高时,如5级和6级精度齿轮的花键孔,定心表面尺寸的标准公差等级分别为IT5和IT6,采用大径定心则拉削内花键不能达到高精度大径要求,而采用小径定心就可以通过磨削达到高精度小径要求。所以,矩形花键联结采用小径定心可以获得更高的定心精度,并能保证和提高

花键的表面质量。

三、矩形花键联结的公差与配合

1. 尺寸公差带与装配型式

内、外花键定心小径、非定心大径和键宽(键槽宽)的尺寸公差带与装配型式见表 11-2。这些尺寸公差带与 GB/T1801—1999 中规定的尺寸公差带一致。为了减少加工内花键的拉刀的品种、规格,花键联结采用基孔制配合。但对于同一规格的内花键,拉削后不热处理的内花键与拉削后热处理的内花键所用拉刀的尺寸不一定相同。

表 11-2 矩形花键的尺寸公差带与装配型式

内 花 键				外 花 键			装配型式
$d$	$D$	$B$		$d$	$D$	$B$	
		拉削后 不热处理	拉削后 热处理				
一 般 用							
H7 $\textcircled{E}$	H10	H9	H11	f7 $\textcircled{E}$	all	d10	滑 动
				g7 $\textcircled{E}$		f9	紧滑动
				h7 $\textcircled{E}$		h10	固 定
精 密 传 动 用							
H5 $\textcircled{E}$	H10	H7,H9		f5 $\textcircled{E}$	all	d8	滑 动
				g5 $\textcircled{E}$		f7	紧滑动
h5 $\textcircled{E}$				h8		固 定	
H6 $\textcircled{E}$				f6 $\textcircled{E}$		d8	滑 动
				g6 $\textcircled{E}$		f7	紧滑动
				h6 $\textcircled{E}$		h8	固 定

注: ① 精密传动用的内花键,当需要控制键侧配合间隙时,键槽宽  $B$  可选用 H7,一般情况下可选用 H9。  
② 小径  $d$  的公差带为 H6  $\oplus$  或 H7  $\oplus$  的内花键,允许与提高一级的外花键配合。

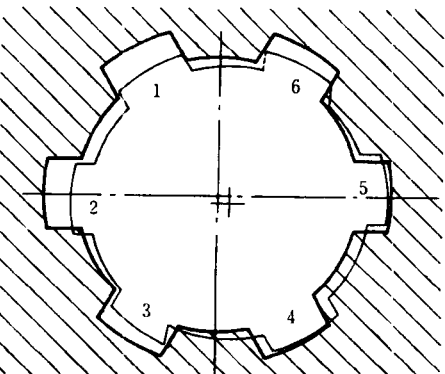


图 11-10 花键形位误差对花键联结的影响  
1—键位置正确; 2、3、4、5、6—键位置不正确

2. 形位公差

为了保证内、外花键小径定心表面的配合性质,GB1144-87 规定该表面的形状公差与尺寸公差的关系采用包容要求 $\oplus$ 。

除了小径定心表面的形状误差以外,对内、外花键装配影响较大的因素还有它们的位置误差:键(键槽)的等分度误差、键(键槽)两侧面的中心平面对小径定心表面轴线的对称度误差、键(键槽)侧面对小径定心表面轴线的平行度误差和大径表面轴线对小径定心表面轴线的同轴度误差。其中以花键的分度误差和对称度误差的影响最大。例如如图



11-10所示的采用小径定心的花键联结中,假设内、外花键各部分的实际尺寸合格,内花键(粗实线)形状和位置都正确,而外花键(细实线)各键不等分或不对称,这相当于外花键轮廓尺寸增大,造成它与内花键干涉。同样地,内花键位置误差的存在相当于内花键轮廓尺寸减小,也会造成它与外花键的干涉。这些会造成内、外花键装配困难甚至于不能装配,并且使键(键槽)侧面受载不均匀,因此应该限制内、外花键的分度误差和对称度误差及其他位置误差。

对于花键的分度误差和对称度误差,通常用位置度公差加以综合控制,花键位置度公差值见附表 11-3。该位置度公差与键(键槽)宽度的尺寸公差及定心小径表面的尺寸公差的关系皆采用最大实体要求(见图 11-11),用花键量规检验。而单项测量时,则规定键(键槽)两侧面的中心平面对小径定心表面轴线的对称度公差和键(键槽)的等分度公差。该对称度公差与键(键槽)宽度的尺寸公差及小径定心表面的尺寸公差的关系皆采用独立原则(见图 11-12)。花键对称度公差值见附表 11-4。等分度公差如下确定:花键各键(键槽)沿  $360^\circ$  圆周均匀分布为它们的理想位置,允许它们偏离理想位置的最大值的两倍为花键均匀分度公差值,其数值等于花键对称度公差值,因此等分度公差不需在图样上标注。

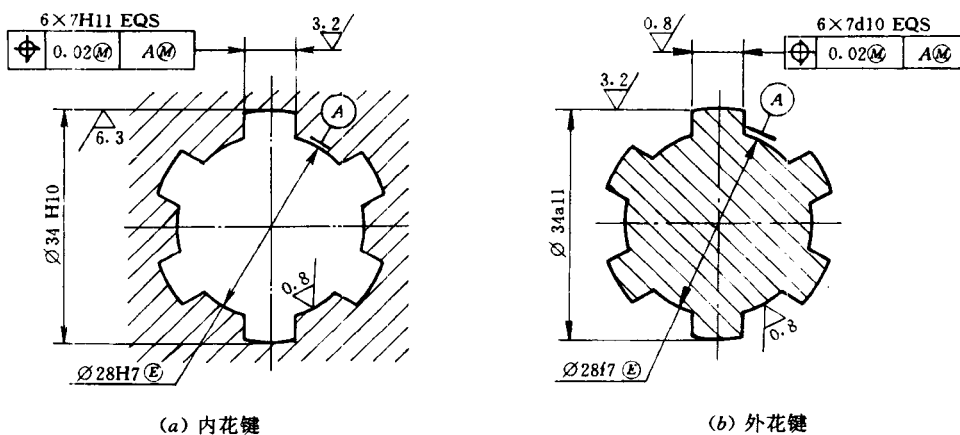


图 11-11 矩形花键位置度公差标注

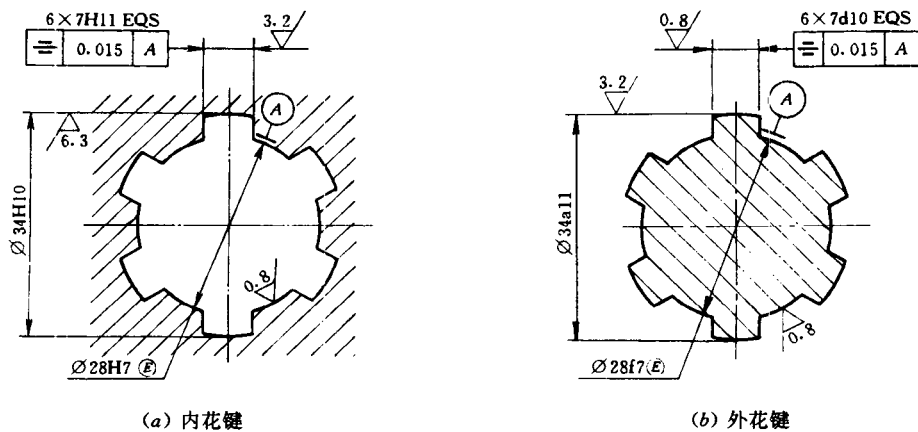


图 11-12 矩形花键对称度公差标注示例

对于较长的花键,需规定内花键各键槽侧面和外花键各键齿侧面对小径定心表面轴线的平行度公差,该平行度公差值根据产品性能确定。

由于内、外花键大径表面分别按 H10 和 a11 加工,它们的大径表面配合间隙很大,因而大径表面轴线对小径定心表面轴线的同轴度误差可以用此间隙来补偿。

应当指出,由于矩形花键位置误差的影响,内、外花键小径定心表面的配合性质比表 11-2 中内、外花键尺寸公差带代号形成的配合性质稍紧。

### 3. 表面粗糙度要求

矩形花键的表面粗糙度参数  $R_a$  的上限值一般这样选取:内花键的小径表面不大于  $0.8\mu\text{m}$ ,键侧面不大于  $3.2\mu\text{m}$ ,大径表面不大于  $6.3\mu\text{m}$ 。外花键的小径表面不大于  $0.8\mu\text{m}$ ,键侧面不大于  $0.8\mu\text{m}$ ,大径表面不大于  $3.2\mu\text{m}$ 。

## 四、矩形花键规格和配合代号、尺寸公差带代号在图样上的标注方法

矩形花键的规格按下列顺序表示:键数  $N \times$  小径  $d \times$  大径  $D \times$  键宽(键槽宽)  $B$ 。按这顺序在装配图上标注花键的配合代号和在零件图上标注花键的尺寸公差带代号。例如,花键键数为 8,小径  $d$  的配合为 52H7/f7、大径  $D$  的配合为 58H10/a11、键槽宽与键宽  $B$  的配合为 10H11/d10 的标注方法如下:

花键副,在装配图上标注配合代号

$$8 \times 52 \frac{\text{H7}}{\text{f7}} \times 58 \frac{\text{H10}}{\text{a11}} \times 10 \frac{\text{H11}}{\text{d10}}$$

内花键,在零件图上标注尺寸公差带代号

$$8 \times 52\text{H7} \times 58\text{H10} \times 10\text{H11}$$

外花键,在零件图上标注尺寸公差带代号

$$8 \times 52\text{f7} \times 58\text{a11} \times 10\text{d10}$$

## 五、矩形花键的检测

如图 11-11 所示,当花键小径定心表面采用包容要求 $\textcircled{E}$ ,各键(各键槽)位置度公差与键宽(键槽宽)的尺寸公差的关系采用最大实体要求,且该位置度公差与小径定心表面尺寸公差的关系也采用最大实体要求时,为了保证花键装配型式的要求,验收内、外花键应该首先使用花键塞规和花键环规(均系全形通规)分别检验内、外花键的实际尺寸和形位误差的综合结果,即同时检验花键的小径、大径、键宽(键槽宽)表面的实际尺寸和形状误差以及各键(各键槽)的位置度误差,大径表面轴线对小径表面轴线的同轴度误差等的综合结果。花键量规应能自由通过被测花键,这样才表示合格。

被测花键用花键量规检验合格后,还要分别检验其小径、大径和键宽(键槽宽)的实际尺寸是否超出各自的最小实体尺寸,即按内花键小径、大径及键槽宽的最大极限尺寸和外花键小径、大径及键宽的最小极限尺寸分别用单项止端塞规和单项止端卡规检验它们的实际尺寸,或者使用普通计量器具测量它们的实际尺寸。单项止端量规应不能通过,这样才表示合格。

如果被测花键不能被花键量规通过,或者能够被单项止端量规通过,则表示被测花键不合格。

图 11-13 为花键塞规,其前端的圆柱面用来引导塞规进入内花键,其后端的花键则用来检验内花键各部位。图 11-14 为花键环规,其前端的圆柱形孔用来引导环规进入外花键,其

后端的花键则用来检验外花键各部位。

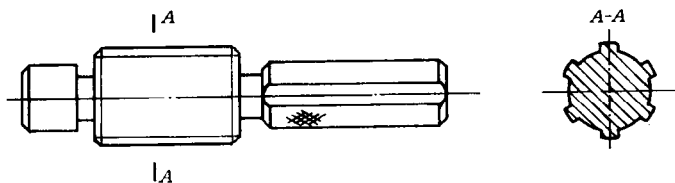


图 11-13 花键塞规

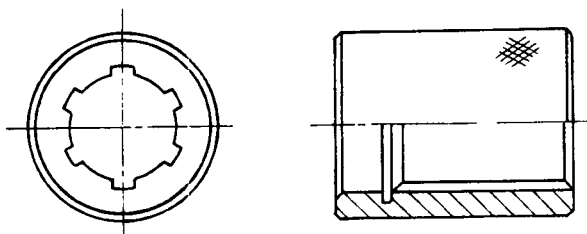


图 11-14 花键环规

如图 11-12 所示,当花键小径定心表面采用包容要求 $\textcircled{E}$ ,各键(各键槽)的对称度公差以及花键各部位的公差皆遵守独立原则时,花键小径、大径和各键(各键槽)应分别测量或检验。小径定心表面应该用光滑极限量规检验,大径和键宽(键槽宽)用两点法测量,键(键槽)的对称度误差和大径表面轴线对小径表面轴线的同轴度误差都使用普通计量器具来测量。

### § 3 圆柱直齿渐开线花键联结的公差、配合与检测

圆柱直齿渐开线花键联结相当于模数、齿数和标准压力角分别相同且变位系数为零的内、外直齿渐开线圆柱齿轮啮合。两者有关模数和压力角的基本概念相同,分度圆直径、基圆直径,分度圆齿距、齿厚、齿槽宽和公法线长度公称值等的计算公式分别相同,相互联结的内、外花键齿顶圆与齿根圆之间也有足够的径向间隙。差异仅在于花键的齿顶高和齿根高分别比齿轮的短,因此花键齿顶圆和齿根圆直径的计算公式分别与齿轮有所不同。此外,渐开线花键键齿的误差如齿厚偏差(齿槽宽偏差)、齿形误差、齿向误差、齿距累积误差等的概念也与齿轮误差一致。渐开线花键可以采用加工齿轮的方法来加工,也可以使用测量齿轮的仪器来进行单项测量。

为了使圆柱直齿渐开线花键标准化,我国发布了一系列有关圆柱直齿渐开线花键的国家标准 GB/T 3478.1—1995《模数 基本齿廓 公差》、GB3478.5—1995《检验方法》等。这些标准适用于标准压力角为  $30^\circ$  和  $37.5^\circ$  (模数从 0.5mm 到 10mm) 以及  $45^\circ$  (模数从 0.25mm 到 2.5mm)、齿侧配合的圆柱直齿渐开线花键,对于  $30^\circ$  压力角可以采用平齿根或圆齿根齿形,对于  $37.5^\circ$  和  $45^\circ$  压力角则只采用圆齿根齿形。

#### 一、渐开线花键几何尺寸的计算公式

渐开线花键几何尺寸的计算公式见 GB/T 3478.1—1995,其中许多公式与渐开线齿轮对应的尺寸的计算公式相同。下面叙述渐开线花键几个特殊尺寸的计算公式(图 11-15)。

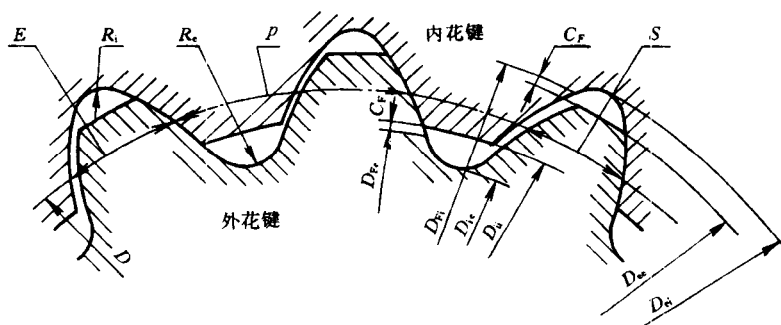


图 11-15 圆柱直齿渐开线花键的几何尺寸(圆齿根)

$D$ —分度圆直径； $D_{ei}$ 、 $D_{ee}$ —内、外花键大径基本尺寸； $D_{ii}$ 、 $D_{ei}$ —内、外花键小径基本尺寸； $D_{Fi}$ —内花键渐开线终止圆直径； $D_{Fe}$ —外花键渐开线起始圆直径； $p$ —齿距； $S$ —分度圆齿厚； $E$ —分度圆齿槽宽； $C_F$ —齿形裕度； $R_i$ 、 $R_e$ —内、外花键齿根圆弧曲率半径

### 1. 外花键的三个几何尺寸的计算公式

大径基本尺寸(齿顶圆直径) $D_{ee}$ 由模数 $m$ 、齿数 $Z$ 及相应的常数 $C$ 确定,计算公式如下:

$$D_{ee} = m(Z + C) \quad (11-4)$$

对于三种标准压力角 $\alpha_D$ (30°、37.5°、45°), $C$ 分别取为1、0.9、0.8。

渐开线起始圆直径最大值 $D_{Femax}$ 的计算公式如下:

$$D_{Femax} = 2 \sqrt{(0.5D_b)^2 + \left[ 0.5D \sin \alpha_D - \left( h_s - \frac{0.5es_v}{\tan \alpha_D} \right) / \sin \alpha_D \right]^2} \quad (11-5)$$

式中, $D_b$ 和 $D$ 分别为基圆直径和分度圆直径; $\alpha_D$ 为标准压力角; $h_s$ 为外花键渐开线起始圆至齿根圆的径向距离, $\alpha_D$ 为30°、37.5°、45°时 $h_s$ 分别取为0.6 $m$ 、0.55 $m$ 、0.5 $m$ ; $es_v$ 为作用齿厚的上偏差(数值见附表11-7)。

小径基本尺寸(齿根圆直径) $D_{ie}$ 由模数 $m$ 、齿数 $Z$ 及相应的常数 $K$ 确定,计算公式如下:

$$D_{ie} = m(Z - K) \quad (11-6)$$

标准压力角 $\alpha_D$ 为30°时平齿根 $K=1.5$ ,圆齿根 $K=1.8$ ; $\alpha_D$ 为37.5°和45°时 $K$ 分别取为1.4和1.2。

### 2. 内花键的三个几何尺寸的计算公式

大径基本尺寸(齿根圆直径) $D_{ei}$ 由模数 $m$ 、齿数 $Z$ 及相应的常数 $K$ 确定,计算公式如下:

$$D_{ei} = m(Z + K) \quad (11-7)$$

标准压力角 $\alpha_D$ 为30°时平齿根 $K=1.5$ ,圆齿根 $K=1.8$ ; $\alpha_D$ 为37.5°和45°时 $K$ 分别取为1.4和1.2。

渐开线终止圆直径最小值 $D_{Fimin}$ 由模数 $m$ 、齿数 $Z$ 及相应的常数 $C$ 、齿形裕度 $C_F$ 确定,计算公式如下:

$$D_{Fimin} = m(Z + C) + 2C_F \quad (11-8)$$

对于三种标准压力角 $\alpha_D$ (30°、37.5°、45°), $C$ 分别取为1、0.9、0.8。 $C_F=0.1m$ ,为内花键渐开线终止圆至外花键齿顶圆的径向距离。

小径基本尺寸(齿顶圆直径) $D_{ii}$ 由外花键渐开线起始圆直径最大值 $D_{Fmax}$ 和相应的齿形裕度 $C_F$ 确定,计算公式如下:

$$D_{ii} = D_{Fmax} + 2C_F \quad (11-9)$$

$C_F = 0.1m$ , 为外花键渐开线起始圆至内花键齿顶圆的径向距离。

内、外渐开线花键几何尺寸的数值可以直接从 GB/T 3478.2~3478.4—1995《尺寸表》中查取。

## 二、渐开线花键联结的定心方式和配合尺寸

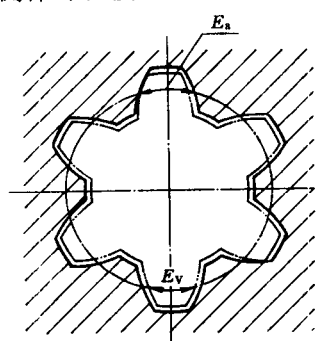
渐开线花键联结采用花键齿的侧面(齿形表面)作为定心表面——齿侧定心,内、外花键的大径表面间和小径表面间都有较大的间隙。因此,内、外花键齿的侧面是配合表面,内花键齿槽宽和外花键齿厚是配合尺寸,内、外花键的配合是齿侧配合;而大径表面和小径表面则为非配合表面,大径和小径皆为非配合尺寸。

齿侧定心的特征是花键齿的侧面既起驱动作用,又起自动定心作用。由于渐开线花键键齿受力后会产生径向分力,使键齿沿齿面滑动,当相对键齿产生的径向分力相等(径向力平衡,合力为零)时,内、外花键的分度圆就会自动重合。这时,内、外花键齿形中心重合,各齿侧可以较好地贴合在一起,各键齿受力比较均匀。

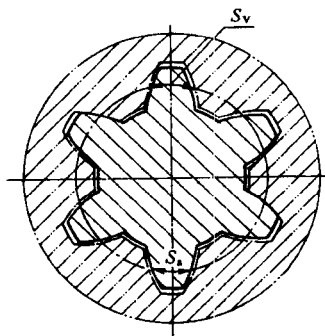
## 三、渐开线花键的作用齿槽宽、作用齿厚和作用侧隙

内、外渐开线花键键齿加工时会产生齿槽宽偏差、齿厚偏差和齿侧形位误差(齿形误差 $\Delta f_i$ 、齿向误差 $\Delta F_\beta$ 和齿距累积误差 $\Delta F_p$ )。 $\Delta f_i$ 、 $\Delta F_\beta$ 和 $\Delta F_p$ 的影响与§2所述矩形花键形位误差的影响(图11-10)类似,会使内、外花键装配时在键齿的侧面产生干涉。

内花键的实际齿槽宽和齿侧形位误差的综合结果可以用作用齿槽宽来表示。参看图11-16a,内花键的作用齿槽宽 $E_v$ 是指在内花键键齿全长上,与实际内花键齿侧体外相接的最大理想外花键的分度圆上的弧齿厚。外花键的实际齿厚和齿侧形位误差的综合结果可以用作用齿厚来表示。参看图11-16b,外花键的作用齿厚 $S_v$ 是指在外花键键齿全长上,与实际外花键齿侧体外相接的最小理想内花键的分度圆上的弧齿槽宽。



(a) 内花键的实际齿槽宽 $E_a$ 和作用齿槽宽 $E_v$



(b) 外花键的实际齿厚 $S_a$ 和作用齿厚 $S_v$

图 11-16 渐开线花键齿侧实际尺寸和形位误差的综合结果

由此可见,相互配合的内、外渐开线花键的实际齿槽宽 $E_a$ 、实际齿厚 $S_a$ 和齿侧形位误差( $\Delta f_i$ 、 $\Delta F_\beta$ 、 $\Delta F_p$ )会综合影响它们的齿侧配合性质。内、外花键的 $\Delta f_i$ 、 $\Delta F_\beta$ 和 $\Delta F_p$ 可以分

别折算成齿槽宽当量和齿厚当量(与螺纹中径当量类似),这两个当量分别与  $E_v$  和  $S_v$  综合为分度圆上的圆弧尺寸即作用齿槽宽  $E_v$  和作用齿厚  $S_v$  来表示其影响齿侧配合性质的程度。

上述  $E_v$  与  $S_v$  之差称为作用侧隙,用代号  $C_v$  表示,即  $C_v = E_v - S_v$ 。这差值为正值时,  $C_v$  为间隙;为负值时,  $C_v$  为过盈。

为了保证内、外渐开线花键必要的精度和指定的齿侧配合性质(作用侧隙的指定变动范围),应分别给  $E_v$ 、 $E_v$  和  $S_v$ 、 $S_v$  规定极限偏差。

#### 四、渐开线花键配合尺寸的公差带和配合类别

尺寸公差带由其大小和位置组成。GB/T 3478.1—1995 所规定内、外渐开线花键配合尺寸公差带的组成见图 11-17。

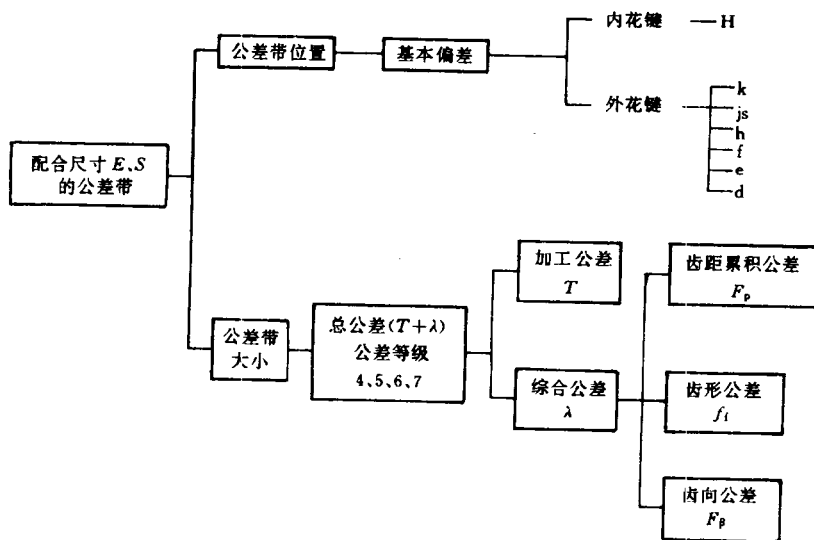


图 11-17 渐开线花键配合尺寸公差带的组成

##### 1. 公差等级

内、外渐开线花键齿侧精度各分为四个公差等级,分别用阿拉伯数字 4、5、6、7 表示。其中,4 级最高,等级依次降低,7 级最低。齿槽宽和齿厚公差数值由相应的公差等级和分度圆直径(模数、齿数)确定,见附表 11-5。

齿槽宽和齿厚的公差由两部分组成:限制实际齿槽宽和齿厚变动量的加工公差(用代号  $T$  表示)和限制齿侧形位误差的齿槽宽当量和齿厚当量的综合公差(用代号  $\lambda$  表示)。两者之和  $(T+\lambda)$  称为总公差。

根据需要,如果内、外花键加工后不检验其齿侧实际尺寸与形位误差的综合结果,而单项测量其形位误差,则可以规定  $\Delta f_i$  的齿形公差  $f_i$ 、 $\Delta F_\beta$  的齿向公差  $F_\beta$  和  $\Delta F_p$  的齿距累积公差  $F_p$ 。 $f_i$  和  $F_p$  的数值由相应的公差等级和模数、齿数确定,见附表 11-5。 $F_\beta$  的数值由相应的公差等级和花键长度确定,见附表 11-6。

公差等级决定了侧隙变化范围、齿面接触好坏(取决于允许的  $\Delta f_i$  及  $\Delta F_\beta$  的大小)和同时接触齿数多少(取决于允许的  $\Delta F_p$  的大小)。因此在选择公差等级时应根据花键的工作条

件考虑以上情况进行选择。一般情况下,4级、5级花键用于精密传动的联结,内、外花键要经过磨削;6级花键用于一般精度联结;7级花键用于精度要求不高的联结。根据产品精度要求和制造情况,可以采用不同公差等级的内、外花键相互配合,以提高技术经济效益。

2. 基本偏差

内、外渐开线花键联结的齿侧配合采用基孔制配合,以基本偏差为一定的齿槽宽公差带与不同基本偏差的齿厚公差带组成各类配合。渐开线花键的配合尺寸基本偏差的代号与GB/T1800.2—1998中的基本偏差代号一致。参看图11-18,基准齿槽宽的基本偏差代号为H,基本偏差为下偏差,其数值为零。非基准齿厚的基本偏差有六种,这六种基本偏差的代号分别为k、js、h、f、e和d。k为下偏差,其数值为零;js为公差带相对于零线对称分布的基本偏差代号,它为上偏差,其数值为 $(T+\lambda)/2$ ;h为上偏差,其数值为零;f、e和d为上偏差,它们的数值见附表11-7。这些基本偏差可以组成H/k、H/js、H/h、H/f、H/e、H/d六类配合。

六类配合中,H/k、H/js和H/h用于固定联结,H/f、H/e和H/d用于滑动联结。对于标准压力角为45°的花键优先选用H/k、H/h和H/f。除上述6种齿侧配合类别外,当产品需要间隙较大的配合时,可以从GB/T1800中选择合适的基基本偏差。

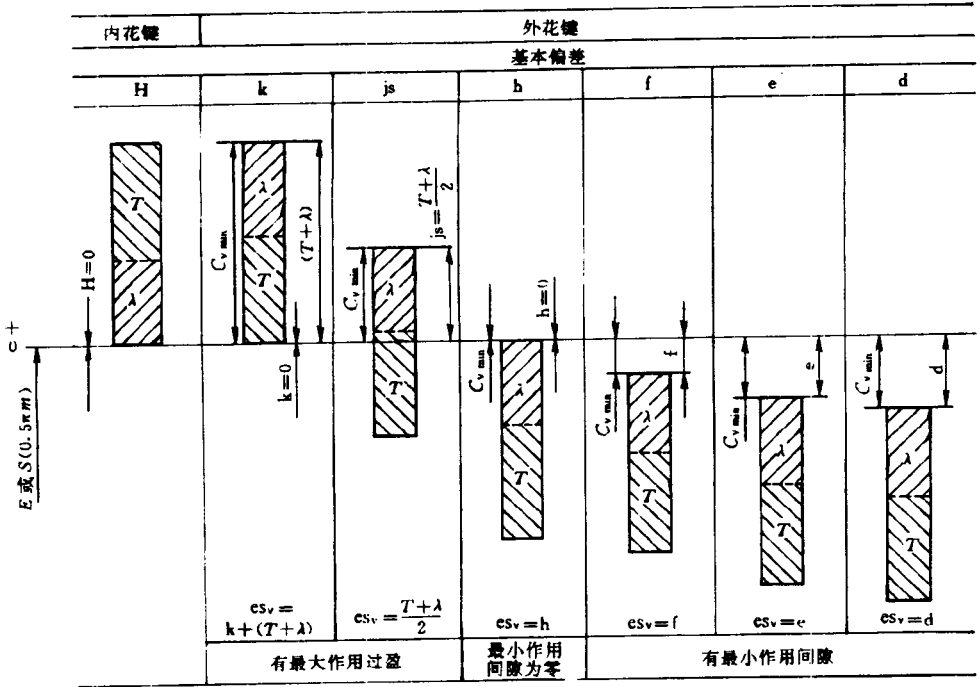


图 11-18 渐开线花键的配合尺寸公差带和六类配合

应当指出,渐开线花键配合尺寸的基本偏差是作用齿槽宽和作用齿厚的基本偏差,而不是实际齿槽宽和实际齿厚的基本偏差。这与矩形花键不相同。

渐开线花键的配合尺寸公差带代号由公差等级代号和基本偏差代号组成。标注时,公差等级代号在前,基本偏差代号在后,如6H、5h、6f等。配合代号由内、外花键的配合尺寸公差带代号以分数形式组成,分子为内花键的配合尺寸公差带代号,分母为外花键的配合尺寸公差带代号,如5H/5h、6H/5f等。

鉴于上述特点,内、外渐开线花键齿侧间的配合性质与配合代号中的外花键的配合尺寸公差带代号所表示的配合性质一致。

### 五、渐开线花键齿槽宽和齿厚的极限值及作用侧隙的极限值

参看图 11-17,设计时应按齿槽宽  $E$  和齿厚  $S$  分别规定极限值,作用侧隙  $C_v$  也应控制在允许的极限值范围内。

#### 1. 齿槽宽的极限值

(1) 实际齿槽宽最小极限值  $E_{\min}$  和最大极限值  $E_{\max}$

$E_{\min} = 0.5\pi m + \lambda$ ,  $E_{\max} = E_{\min} + T = 0.5\pi m + (T + \lambda)$ 。实际齿槽宽  $E_a$  应限制在  $E_{\min} \sim E_{\max}$  范围内。

(2) 作用齿槽宽最小极限值  $E_{v\min}$  和最大极限值  $E_{v\max}$

$E_{v\min} = 0.5\pi m$ 。它相当于形位公差概念中实际齿槽宽为最小极限值  $E_{\min}$  (孔的最大实体尺寸)而齿侧形位误差的齿槽宽当量达到允许值  $\lambda$  (孔的形位误差值等于形位公差值)时的某种边界尺寸(孔的最大实体实效边界尺寸)。内花键实际齿槽宽与齿侧形位误差的综合结果不允许超出该边界。

$E_{v\max} = E_{\max} - \lambda = E_{v\min} + T$ 。它相当于形位公差概念中实际齿槽宽为最大值  $E_{\max}$  (孔的最小实体尺寸)而齿侧形位误差的齿槽宽当量达到允许值  $\lambda$  时的极限尺寸。

作用齿槽宽  $E_v$  应限制在  $E_{v\min} \sim E_{v\max}$  范围内。

#### 2. 齿厚的极限值

(1) 实际齿厚最大极限值  $S_{\max}$  和最小极限值  $S_{\min}$

$S_{\max} = 0.5\pi m + es_v - \lambda$ , 式中  $es_v$  值见附表 11-7。  $S_{\min} = S_{\max} - T = 0.5\pi m + es_v - (T + \lambda)$ 。

实际齿厚  $S_a$  应限制在  $S_{\min} \sim S_{\max}$  范围内。

(2) 作用齿厚最大极限值  $S_{v\max}$  和最小极限值  $S_{v\min}$

$S_{v\max} = 0.5\pi m + es_v$ 。它相当于形位公差概念中实际齿厚为最大极限值  $S_{\max}$  (轴的最大实体尺寸)而齿侧形位误差的齿厚当量达到允许值  $\lambda$  (轴的形位误差值等于形位公差值)时的某种边界尺寸(轴的最大实体实效边界尺寸)。外花键实际齿厚与齿侧形位误差的综合结果不允许超出该边界。

$S_{v\min} = S_{\min} + \lambda = S_{v\max} - T$ 。它相当于形位公差概念中实际齿厚为最小极限值  $S_{\min}$  (轴的最小实体尺寸)而齿侧形位误差的齿厚当量达到允许值  $\lambda$  时的极限尺寸。

作用齿厚  $S_v$  应限制在  $S_{v\min} \sim S_{v\max}$  范围内。

3. 作用侧隙的最小极限值  $C_{v\min}$  和最大极限值  $C_{v\max}$

$C_{v\min} = E_{v\min} - S_{v\max}$ , 作用侧隙  $C_v$  不允许小于  $C_{v\min}$ 。

$C_{v\max} = E_{v\max} - S_{v\min}$ , 作用侧隙  $C_v$  不允许大于  $C_{v\max}$ 。

齿槽宽和齿厚的极限值可以逐从 GB/T 3478.2~3478.4—1995《尺寸表》中查取。

### 六、渐开线花键的非配合尺寸的极限偏差、齿根圆弧曲率半径极限值和表面粗糙度要求

#### 1. 内花键大径和小径公差带的选择

内花键大径  $D_{ei}$  的公差带可以采用 H12、H13 或 H14, 小径  $D_{di}$  的公差带按模数  $m$  的大小确定, 见附表 11-8。



## 2. 外花键大径和小径极限偏差的选择

外花键大径  $D_{ee}$  的极限偏差按模数  $m$  的大小和作用齿厚的基本偏差代号确定, 见附表 11-9。小径  $D_{ei}$  的极限偏差按作用齿厚的基本偏差代号确定, 见附表 11-10。

## 3. 齿根圆弧曲率半径的选择

内、外花键齿根圆弧曲率半径最小值  $R_{imin}$  和  $R_{emin}$  按标准压力角  $\alpha_D$  确定(见附表 11-11), 最大值分别由内花键渐开线终止圆直径最小值  $D_{Fimin}$  和外花键渐开线起始圆直径最大值  $D_{Femax}$  控制。

## 4. 渐开线花键的表面粗糙度要求

渐开线花键配合表面和非配合表面的表面粗糙度参数  $R_a$  的上限值可按附表 11-12 选取。

## 七、渐开线花键键齿的检测方法

GB/T 3478.5—1995 对渐开线花键键齿规定了四种检测方法——基本方法、方法 A、方法 B 和单项测量。在零件图上标注渐开线花键的公差项目时必须密切联系检测方法。下面分别叙述这四种检测方法。

## 1. 基本方法

对于渐开线花键配合, 通常要求内、外花键齿侧实际尺寸与形位误差的综合结果(作用齿槽宽、作用齿厚)不得超出某种边界, 且实际尺寸不得超出最小实体尺寸。这如同孔、轴配合中孔和轴的形位公差与尺寸公差的关系采用最大实体要求一样, 实际尺寸与形位误差的综合结果不允许超出最大实体实效边界, 且实际尺寸不允许超出最小实体尺寸。

采用基本方法检测渐开线花键时的特点如下:

对于内花键, 使用按作用齿槽宽最小极限值  $E_{vmin}$  设计的全齿花键塞规(通规)检验作用齿槽宽  $E_v$  是否不小于  $E_{vmin}$ , 使用按实际齿槽宽最大极限值  $E_{max}$  设计的短齿花键塞规(止规)检验实际齿槽宽  $E_a$  是否不大于  $E_{max}$  或者用量棒和指示式量仪测量棒间距  $M_{Ri}$ , 以间接测量  $E_a$ , 如图 11-19 所示。

用量棒间接测量实际齿槽宽  $E_a$  时, 将两个直径相同的量棒分别放置在被测内花键对径位置(对于奇数齿内花键则在其附近, 相差  $90^\circ/Z$  的中心角)的两齿槽内, 且要求量棒在齿槽中部与两侧齿面接触, 使量棒表面超过齿顶, 测量这两个量棒最外侧素线间的距离即棒间距  $M_{Ri}$ 。

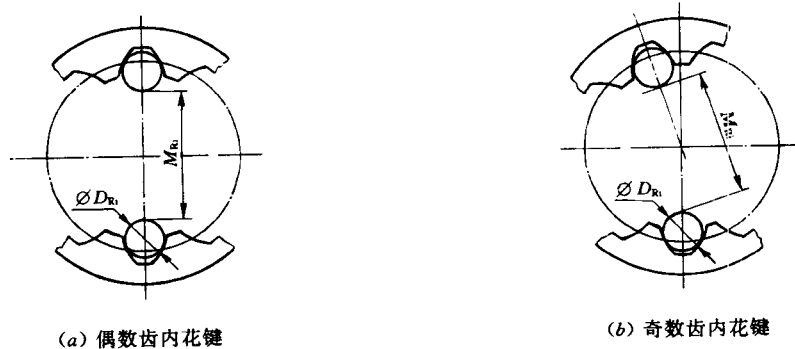
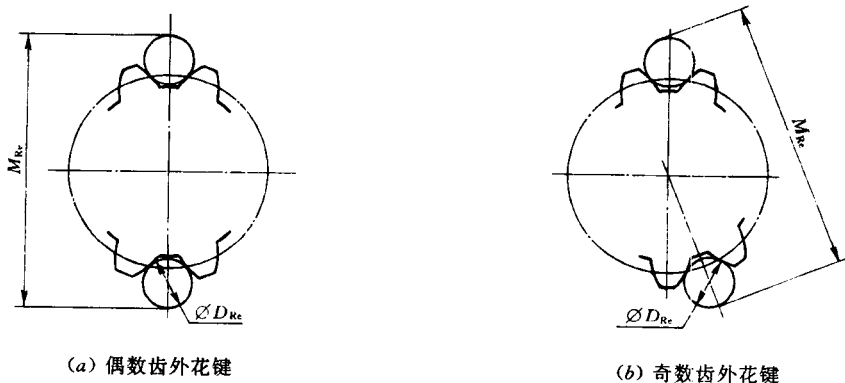


图 11-19 棒间距  $M_{Ri}$  的测量

$D_{Ri}$ —量棒直径

对于外花键,使用按作用齿厚最大极限值  $S_{vmax}$  设计的全齿花键环规(通规)检验作用齿厚  $S_v$  是否不大于  $S_{vmax}$ ,使用按实际齿厚最小极限值  $S_{min}$  设计的短齿花键环规(止规)检验实际齿厚  $S_a$  是否不小于  $S_{min}$ ,或者用量棒和指示式量仪测量跨棒距  $M_{Re}$ ,以间接测量  $S_a$  (如图 11-20 所示),或测量各条实际公法线长度(如图 10-14 所示),取它们的平均值来评定  $S_a$ 。

用量棒间接测量实际齿厚  $S_a$  时,将两个直径相同的量棒分别放置在被测外花键对径位置(对于奇数齿外花键则在其附近,相差  $90^\circ/Z$  的中心角)的两齿槽内,且要求量棒在齿槽中部与两侧齿面接触,使量棒表面超过齿顶,测量这两个量棒最外侧素线间的距离即跨棒距  $M_{Re}$ 。

图 11-20 跨棒距  $M_{Re}$  的测量 $D_{Re}$ —量棒直径

测量跨棒距  $M_{Re}$ 、棒间距  $M_{Ri}$  时和测量实际公法线长度时测量结果合格范围的计算公式和具体数值见 GB/T 3478.6~3478.8—1995《 $M$  值和  $W$  值》。

用上述花键量规(通规和止规)检验内、外渐开线花键时,如果全齿通规能够自由通过,且短齿止规不能通过,则表示被测花键合格。

用基本方法检测渐开线花键,花键配合尺寸的加工公差  $T$  和综合公差  $\lambda$  可以相互补偿。这如同第四章形位公差概念中的可逆要求用于最大实体要求。

相互配合的被测内、外花键用基本方法检测合格,则表示它们装配后作用侧隙  $C_v$  不小于作用侧隙最小极限值  $C_{vmin}$  ( $C_v \geq C_{vmin}$ ),且实际齿槽宽  $E_a$  不大于其最大极限值  $E_{max}$  ( $E_a \leq E_{max}$ ),实际齿厚  $S_a$  不小于其最小极限值  $S_{min}$  ( $S_a \geq S_{min}$ )。

## 2. 方法 A

在上述使用要求的基础上,对渐开线花键有进一步要求即要求作用侧隙  $C_v$  不得大于其最大极限值  $C_{vmax}$  时(如可逆转机构),应采用方法 A 检测内、外花键。

方法 A 的特点如下:

对于内花键,在基本方法的基础上,增加使用按作用齿槽宽最大极限值  $E_{vmax}$  设计的短齿花键塞规(止规)检验作用齿槽宽  $E_v$  是否不大于  $E_{vmax}$ 。

对于外花键,在基本方法的基础上,增加使用按作用齿厚最小极限值  $S_{vmin}$  设计的短齿花键环规(止规)检验作用齿厚  $S_v$  是否不小于  $S_{vmin}$ 。

按方法 A(用三个花键量规)检验内、外花键时,如果全齿通规能够自由通过,且两个短齿止规皆不能通过,则表示被测花键合格。

按方法 A 检测渐开线花键,花键配合尺寸的加工公差  $T$  可以补偿综合公差  $\lambda$ ,但综合

公差不能补偿加工公差。这如同第四章形位公差概念中的最大实体要求。

相互配合的被测内、外花键分别用方法 A 检测合格,则表示它们装配后作用侧隙  $C_v$  在最小极限值  $C_{vmin}$  至最大极限值  $C_{vmax}$  范围内 ( $C_{vmin} \leq C_v \leq C_{vmax}$ ),  $E_a \leq E_{max}$ ,  $S_a \geq S_{min}$ 。

### 3. 方法 B

对作用侧隙  $C_v$  必须控制在其最小极限值  $C_{vmin}$  至最大极限值  $C_{vmax}$  范围内,且生产中工艺稳定,在工艺上能够保证内、外花键实际齿槽宽、齿厚不超出最小实体尺寸,可以采用方法 B 检验内、外花键。

方法 B 的特点如下:

对于内花键,用按作用齿槽宽最小极限值  $E_{vmin}$  和最大极限值  $E_{vmax}$  分别设计的全齿花键塞规(通规)和短齿花键塞规(止规),来分别检验作用齿槽宽  $E_v$  是否在  $E_{vmin} \sim E_{vmax}$  范围内。

对于外花键,用按作用齿厚最大极限值  $S_{vmax}$  和最小极限值  $S_{vmin}$  分别设计的全齿花键环规(通规)和短齿花键环(止规),来分别检验作用齿厚  $S_v$  是否在  $S_{vmin} \sim S_{vmax}$  范围内。

按方法 B(用两个花键量规)检验内、外花键时,如果全齿通规能够自由通过,且短齿止规不能通过,则表示被测花键合格。

相互配合的被测内、外渐开线花键分别用方法 B 检验合格,则表示它们装配后  $C_{vmin} \leq C_v \leq C_{vmax}$ 。

### 4. 单项测量

当产量小或花键直径较大或者需要进行工艺分析时,可对实际齿槽宽  $E_a$ 、实际齿厚  $S_a$  和齿形误差  $\Delta f_i$ 、齿向误差  $\Delta F_\beta$ 、齿距累积误差  $\Delta F_p$  分别进行单项测量,并由相应的极限偏差和公差分别判断它们合格与否。

## 八、渐开线花键的标记和公差要求在图样上的标注方法

### 1. 渐开线花键的标记

在图样上或技术文件上需要标记花键副或单独标记内、外花键时,应依次用代号标出花键类别(花键副、内花键或外花键)、齿数、模数、标准压力角和齿根类别(平齿根或圆齿根)、齿侧配合代号或配合尺寸公差带代号、标准代号。其中,花键副用 INT/EXT 表示,内花键用 INT 表示,外花键用 EXT 表示;齿数用  $Z$  表示( $Z$  前面加齿数值);模数用  $m$  表示( $m$  前面加模数值);标准压力角度数用阿拉伯数字表示,平齿根用 P 表示,圆齿根用 R 表示,但采用  $37.5^\circ$  和  $45^\circ$  标准压力角的渐开线花键只有一种圆齿根,因而省略 R。

示例 1 花键的齿数为 24、模数为 2.5mm;内花键采用  $30^\circ$  标准压力角,平齿根,公差等级为 6 级;外花键采用  $30^\circ$  标准压力角,圆齿根,公差等级为 5 级。齿侧配合类别为 H/h 的标记如下:

花键副: INT/EXT 24Z $\times$ 2.5m $\times$ 30P/R $\times$ 6H/5h GB/T 3478.1—1995

内花键: INT 24Z $\times$ 2.5m $\times$ 30P $\times$ 6H GB/T 3478.1—1995

外花键: EXT 24Z $\times$ 2.5m $\times$ 30R $\times$ 5h GB/T 3478.1—1995

示例 2 花键副的齿数为 24、模数为 2.5mm,内、外花键皆采用  $37.5^\circ$  标准压力角,圆齿根,公差等级为 6 级。齿侧配合类别为 H/f 的标记如下:

花键副: INT/EXT 24Z $\times$ 2.5m $\times$ 37.5 $\times$ 6H/6f GB/T 3478.1—1995

内花键: INT 24Z $\times$ 2.5m $\times$ 37.5 $\times$ 6H GB/T 3478.1—1995

外花键：EXT 24Z×2.5*m*×37.5×6f GB/T 3478.1—1995

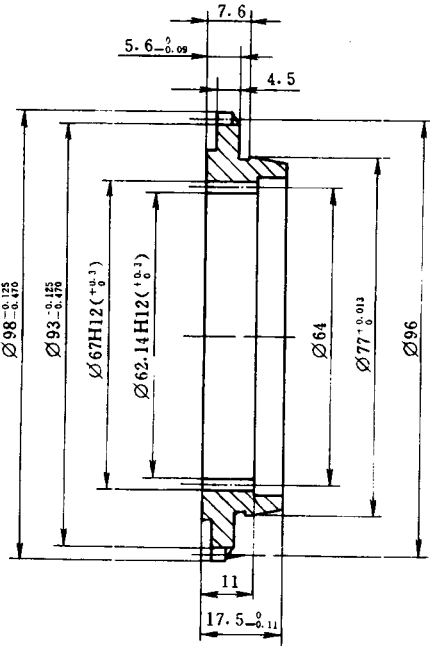


图 11-21 汽车变速箱中的啮合齿圈

2. 渐开线花键公差要求在图样上的标注方法

在具有渐开线花键部位的零件的图样上,应给出加工花键时所需要的全部尺寸、公差和参数,列出包括参数、尺寸和公差项目及其公差值或极限值的数据表。该表中填写以下内容:花键的齿数、模数、标准压力角、配合尺寸公差等级和齿侧配合类别,渐开线终止圆直径最小值(内花键)或渐开线起始圆直径最大值(外花键)、齿根圆弧曲率半径最小值,按所选择的检测方法确定的相应齿槽宽或齿厚的极限值,齿距累积公差、齿形公差和齿向公差(这三项只限于选用单项测量法)。此外,在该图样的投影视图上标注:花键大径和小径及它们的公差带代号或极限偏差,分度圆直径,花键表面粗糙度参数值。按需要,可标注花键标记。

图 11-21 为内、外渐开线花键的大径、小径和它们的极限偏差及分度圆直径标注示例。相应的数据表见表 11-3 和表 11-4。

表 11-3 图 11-21 内渐开线花键的数据(采用基本方法检测)

齿数	<i>Z</i>	32
模数	<i>m</i>	2
标准压力角	$\alpha_D$	30°P
配合尺寸公差等级和齿侧配合类别	6H GB/T 3478.1—1995	
渐开线终止圆直径最小值	<i>D</i> <sub>Fimin</sub>	Ø66.4
齿根圆弧率半径最小值	<i>R</i> <sub>imin</sub>	0.4
作用齿槽宽最小极限值	<i>E</i> <sub>vmin</sub>	3.142
实际齿槽宽最大极限值	<i>E</i> <sub>max</sub>	3.254

表 11-4 图 11-21 外渐开线花键的数据(采用单项测量)

齿数	<i>Z</i>	48
模数	<i>m</i>	2
标准压力角	$\alpha_D$	30°R
配合尺寸公差等级和齿侧配合类别	6e GB/T 3478.1—1995	
渐开线起始圆直径最大值	<i>D</i> <sub>Femax</sub>	Ø93.69
齿根圆弧率半径最小值	<i>R</i> <sub>emin</sub>	0.8
实际齿厚最大极限值	<i>S</i> <sub>max</sub>	3.029
实际齿厚最小极限值	<i>S</i> <sub>min</sub>	2.95
齿距累积公差	<i>F</i> <sub>p</sub>	0.074
齿形公差	<i>f</i> <sub>t</sub>	0.038
齿向公差	<i>F</i> <sub>β</sub>	0.009

## 第十二章 尺寸链

在设计机器和零部件时,不仅要进行运动、强度、刚度等的分析与计算,还要进行几何精度设计。零件的精度是由整机、部件所要求的精度决定的,而整机、部件的精度则由零件的精度来保证。尺寸链原理是在保证工作性能和技术经济效益的原则下,分析并研究整机、部件与零件精度间的关系所应用的基本理论。运用尺寸链计算方法,可以合理地确定零件的尺寸公差与形位公差,以确保产品质量。这是零件几何精度设计的主要内容之一。我国业已发布这方面的国家标准 GB5847—86《尺寸链 计算方法》,供设计时参考使用。

### § 1 尺寸链的基本概念

#### 一、尺寸链的基本术语及其定义

##### 1. 尺寸链的定义

在机器装配或零件加工过程中,由相互连接的尺寸形成封闭的尺寸组称为尺寸链。

参看图 12-1a,将直径为  $A_2$  的轴装入直径为  $A_1$  的孔中,装配后得到间隙  $A_0$ ,它的大小取决于孔径  $A_1$  和轴径  $A_2$  的大小。 $A_1$  和  $A_2$  属于不同零件的设计尺寸。 $A_0$ 、 $A_1$  和  $A_2$  这三个相互连接的尺寸就形成了封闭的尺寸组,即形成了一个尺寸链。

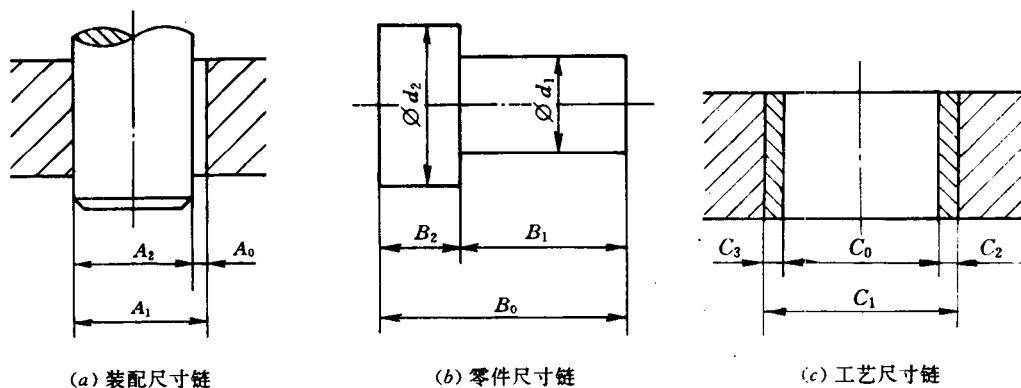


图 12-1 尺寸链

图 12-1b 所示的小轴图样上标注两段圆柱的直径  $d_1$ 、 $d_2$  及相应的长度  $B_1$ 、 $B_2$ 。加工小轴时先加工直径为  $d_1$  的圆柱面,保证长度  $B_1$ ,然后加工直径为  $d_2$  的圆柱面,按尺寸  $B_2$  切断,加工后得到小轴的总长度  $B_0$ ,它的大小取决于尺寸  $B_1$  和  $B_2$  的大小。 $B_1$  和  $B_2$  属于同一零件的设计尺寸。 $B_0$ 、 $B_1$  和  $B_2$  这三个相互连接的尺寸就形成了一个尺寸链。

参看图 12-1c,内孔需要镀铬使用,镀铬前按工序尺寸(直径) $C_1$  加工孔,孔壁镀铬厚度为  $C_2$ 、 $C_3$  ( $C_2=C_3$ ),镀铬后得到孔径  $C_0$ ,它的大小取决于  $C_1$  和  $C_2$ 、 $C_3$  的大小。 $C_1$ 、 $C_2$  和  $C_3$  分别为同一零件的工艺尺寸。 $C_0$ 、 $C_1$ 、 $C_2$  和  $C_3$  这四个相互连接的尺寸就形成一个尺寸链。

## 2. 有关尺寸链组成部分的术语及定义

### (1) 环

环是指列入尺寸链中的每一个尺寸,例如图 12-1a 中的  $A_0$ 、 $A_1$  和  $A_2$  以及图 12-1b 中的  $B_0$ 、 $B_1$  和  $B_2$  都是尺寸链的环,环一般用英文大写字母表示。环分为封闭环和组成环。

### (2) 封闭环

封闭环是指尺寸链中在装配过程或加工过程中最后自然形成的那一个环。如图 12-1a 中的  $A_0$ (在装配过程中最后形成的)、图 12-1c 中的  $C_0$ (在加工过程中最后形成的)都是封闭环。封闭环一般用下角标为“0”的大写英文字母表示。

### (3) 组成环

组成环是指尺寸链中对封闭环有影响的全部环。这些环中任何一环的变动必然引起封闭环的变动。组成环一般用下角标为阿拉伯数字(1、2、3、…)的英文大写字母表示,如图 12-1a 中的  $A_1$ 、 $A_2$  和 12-1b 中的  $B_1$ 、 $B_2$ 。组成环分为增环和减环。

#### ① 增环

增环是指它的变动会引起封闭环同向变动的组成环。同向变动是指该环增大时封闭环也增大,该环减小时封闭环也减小,如图 12-1a 中的  $A_1$ 。

#### ② 减环

减环是指它的变动会引起封闭环反向变动的组成环。反向变动是指该环增大时封闭环减小,该环减小时封闭环增大,如图 12-1a 中的  $A_2$ 。

### (4) 补偿环

补偿环是指尺寸链中预先选定的某一组成环,可以通过改变其大小或位置,使封闭环达到规定的要求。例如图 1-1 中,用垫片 9 的厚度作为补偿环,装配时使用不同厚度尺寸的垫片来调整端盖与滚动轴承之间的轴向间隙的大小。

### (5) 传递系数

传递系数是指表示各组成环对封闭环影响大小和方向的系数,用符号  $\xi_i$  表示(下角标  $i$  为组成环的序号)。对于增环, $\xi_i$  为正值;对于减环, $\xi_i$  为负值。

## 二、尺寸链的分类

### 1. 按尺寸链的功能要求分类

#### (1) 装配尺寸链

装配尺寸链是指全部组成环为不同零件的设计尺寸(零件图上标注的尺寸)所形成的尺寸链,如图 12-1a 所示。

#### (2) 零件尺寸链

零件尺寸链是指全部组成环为同一零件的设计尺寸所形成的尺寸链,如图 12-1b 所示。

#### (3) 工艺尺寸链

工艺尺寸链是指全部组成环为零件加工时同一零件的工艺尺寸所形成的尺寸链,如图 12-1c 所示。

装配尺寸链和零件尺寸链统称为设计尺寸链。

### 2. 按尺寸链中各环的相互位置分类

#### (1) 直线尺寸链

直线尺寸链是指全部组成环平行于封闭环的尺寸链,如图 12-1a、b、c 所示的尺寸链均为直线尺寸链。直线尺寸链中增环的传递系数  $\xi_i = +1$ ,减环的传递系数  $\xi_i = -1$ 。

### (2) 平面尺寸链

平面尺寸链是指全部组成环位于一个平面或几个平行平面内,但某些组成环不平行于封闭环的尺寸链,如图 12-2 所示。

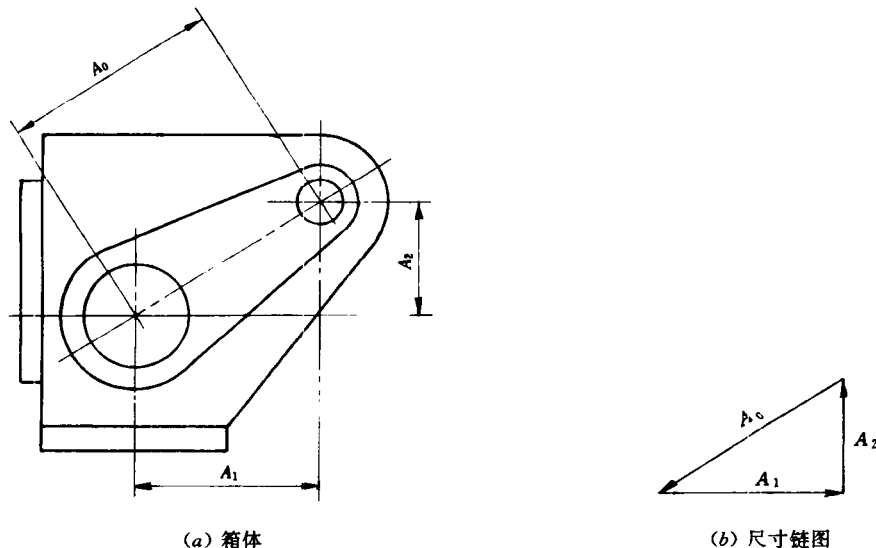


图 12-2 箱体的平面尺寸链

### (3) 空间尺寸链

空间尺寸链是指全部组成环位于几个不平行的平面内的尺寸链。

最常见的尺寸链是直线尺寸链。平面尺寸链和空间尺寸链通过采用坐标投影的方法可以转换为直线尺寸链,然后按直线尺寸链的计算方法来计算,所以本章只阐述直线尺寸链的计算方法。

## 三、尺寸链的建立

正确地建立尺寸链是进行尺寸链计算的前提。下面举例说明建立装配尺寸链的步骤。

### 1. 确定封闭环

建立尺寸链时必须首先明确封闭环。装配尺寸链中的封闭环就是装配后应达到的精度要求。通常每一项装配精度要求就可以相应建立一个尺寸链。

图 12-3a 所示为一齿轮机构部件,由于齿轮 3 要在轴 1 上回转,因此齿轮左、右端面分别与轴套 4、挡圈 2 之间应该有间隙,并且该间隙应控制在一定范围内。由于该间隙是在零件装配过程中最后自然形成的,所以它就是封闭环。为计算方便,可将间隙集中在齿轮与挡圈之间,用  $L_0$  表示。

### 2. 查找组成环并画出尺寸链图

在装配关系中,对装配精度要求有直接影响的那些零件的尺寸,都是装配尺寸链中的组成环。对于每一项装配精度要求,通过对装配关系的分析,都可查明其相应装配尺寸链的组成环。查找组成环的方法是:从封闭环的一端开始,依次找出那些会引起封闭环变动的相互

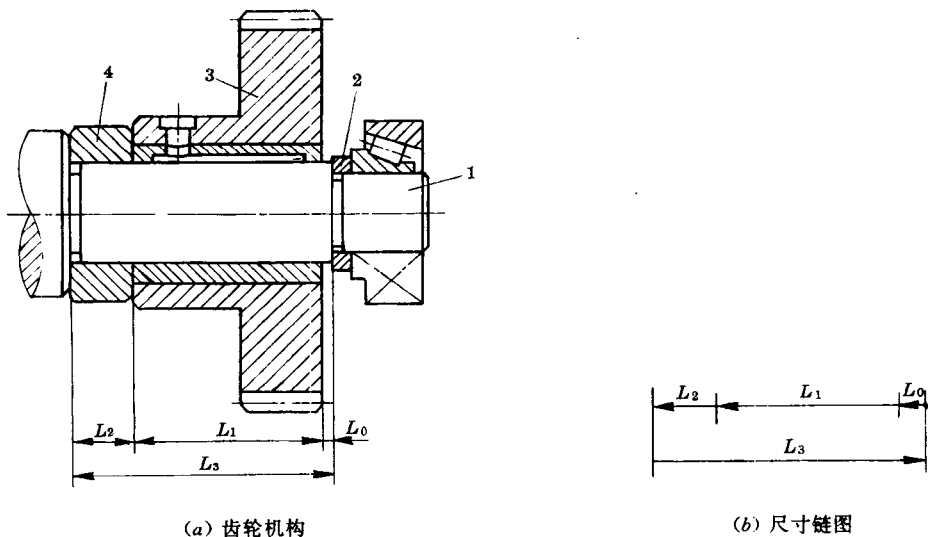


图 12-3 齿轮机构的尺寸链

1—轴；2—挡圈；3—齿轮；4—轴套

连接的各个零件尺寸,直到最后一个零件尺寸与封闭环的另一端连接为止,其中每一个尺寸就是一个组成环。

确定了封闭环并找出了组成环后,用符号将它们标注在装配示意图上,或将封闭环和各个组成环相互连接的关系单独用简图表示出来,就得到了尺寸链图。画尺寸链图时,可用带箭头的线段来表示尺寸链的各环,线段一端的箭头只表示查找组成环的方向。与封闭环线段箭头方向一致的组成环为减环,与封闭环线段箭头方向相反的组成环为增环。

例如在图 12-3 中,可从封闭环  $L_0$  的左端开始,影响间隙  $L_0$  大小的尺寸依次有齿轮轮毂的宽度  $L_1$ 、轴套厚度  $L_2$  和轴上两台肩之间的长度  $L_3$ 。由这三个组成环对封闭环的影响的性质可知,尺寸  $L_3$  为增环,尺寸  $L_1$ 、 $L_2$  为减环。将尺寸  $L_0$  与  $L_1$ 、 $L_2$ 、 $L_3$  依次用线段连接,就得到了如图 12-3b 所示的尺寸链图。

在查找组成环时,应注意遵循“最短尺寸链原则”。在装配精度要求既定的条件下,组成环数目越少,则组成环所分配到的公差就越大,组成环所在部位的加工就越容易。所以在设计产品时,应尽可能使影响装配精度的零件数最少。此外,在装配尺寸链中,每个零件应只有一个尺寸作为组成环列入该装配尺寸链。图 12-3a 所示的齿轮机构中,如果把轴上的尺寸  $L_3$  标注成图 12-4a 所示的两个尺寸,那是不合理的。

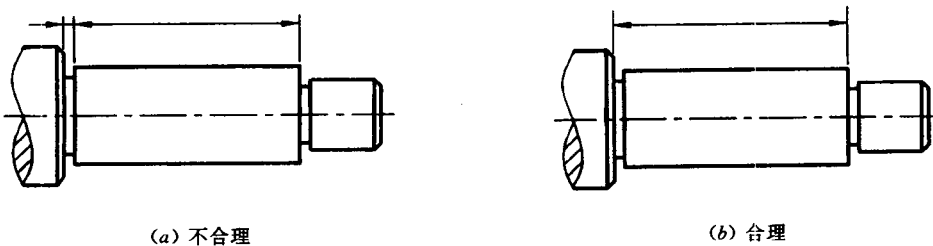


图 12-4 零件尺寸标注示例

以上所述尺寸链中都是线性尺寸的变动对封闭环的影响,有时还需考虑形位误差对封



闭环的影响。这时形位误差可以按尺寸链中的尺寸来处理。现仍以图 12-3 所示的齿轮机构中的轴套、齿轮和轴等三个零件为例来说明, 它们的图样标注和实际零件图形分别见图 12-5~12-7。

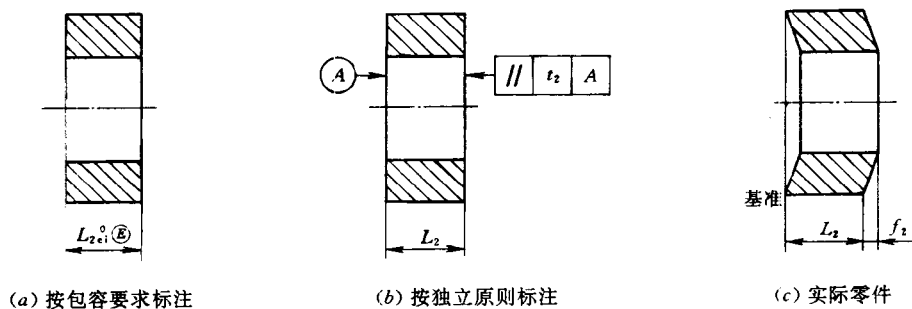


图 12-5 轴套

当轴套的厚度  $L_2$  的尺寸公差与两端面的平行度公差之间的关系采用包容要求时(图 12-5a), 其两端面的平行度误差控制在  $L_2$  的尺寸公差内, 因此该平行度误差对封闭环的影响已经包含在  $L_2$  的尺寸公差内, 不必单独考虑其影响。当轴套的厚度  $L_2$  的尺寸公差与两端面的平行度公差  $t_2$  之间的关系采用独立原则时(图 12-5b), 其两端面的平行度误差  $f_2$  会影响封闭环的大小(图 12-5c), 平行度公差  $t_2$  (允许的平行度误差最大值) 就应作为一个组成环(减环)列入尺寸链中。

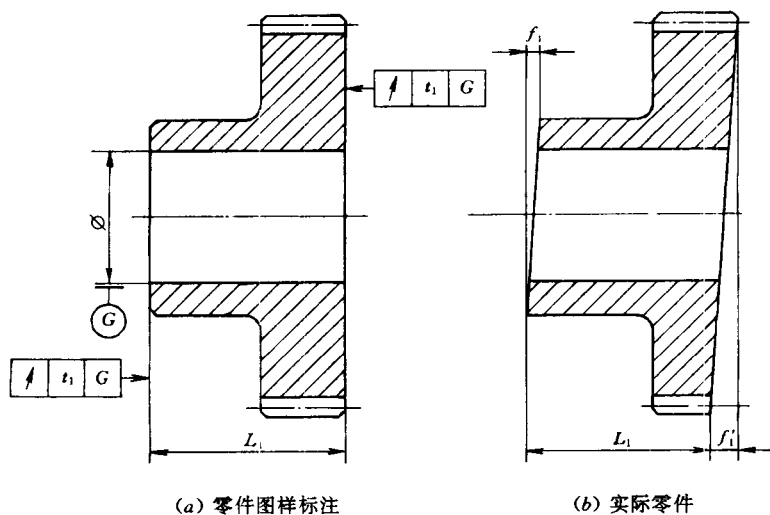


图 12-6 齿轮

当齿轮轮毂宽度  $L_1$  的尺寸公差与两端面跳动公差  $t_1$  之间的关系采用独立原则时(图 12-6a), 齿轮的任一个端面跳动  $f_1$  或  $f'_1$  会影响封闭环的大小(图 12-6b)。当轴上两台肩长度  $L_3$  的尺寸公差与台肩跳动公差  $t_3$  之间的关系采用独立原则时(图 12-7a), 大台肩的端面跳动  $f_3$  会影响封闭环的大小(图 12-7b)。在这种情况下, 端面跳动公差  $t_1$  和  $t_3$  应作为组成环(减环)列入尺寸链。

如果三个零件的位置公差都列入尺寸链, 则除尺寸  $L_3$  为增环外, 其余五个组成环即线性尺寸  $L_1$ 、 $L_2$  和位置公差  $t_1$ 、 $t_2$ 、 $t_3$  皆为减环。尺寸链中形位误差对封闭环的影响比较复杂,

应根据具体情况作具体分析。

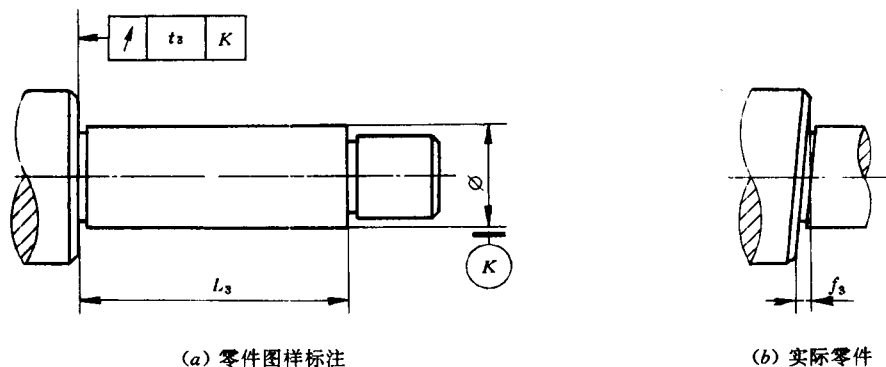


图 12-7 轴

#### 四、尺寸链的计算

尺寸链的计算是指计算封闭环与组成环的基本尺寸和极限偏差。尺寸链计算主要有下列三种计算。

##### 1. 设计计算

设计计算是指已知封闭环的极限尺寸和各组成环的基本尺寸,计算各组成环的极限偏差。这种计算通常用于产品设计过程中由机器或部件的装配精度确定各组成环的尺寸公差和极限偏差,把封闭环公差合理地分配给各组成环。应当指出,设计计算的解不是惟一的,而可能有多种不同的解。

##### 2. 校核计算

校核计算是指已知各组成环的基本尺寸和极限偏差,计算封闭环的基本尺寸和极限偏差。这种计算主要用于验算零件图上标注的各组成环的基本尺寸和极限偏差在加工之后能否满足所设计产品的技术要求。

##### 3. 工艺尺寸计算

工艺尺寸计算是指已知封闭环和某些组成环的基本尺寸和极限偏差,计算某一组成环的基本尺寸和极限偏差。这种计算通常用于零件加工过程中计算某工序需要确定而在该零件的图样上没有标注的工序尺寸。

无论设计计算、校核计算或工艺尺寸计算,都会遇到封闭环的基本尺寸和极限偏差与各组成环的基本尺寸和极限偏差的关系。

参看图 12-8 所示的多环直线尺寸链,设组成环环数为  $m$ ,增环环数为  $l$ ,则减环环数为  $(m-l)$ ,得到封闭环基本尺寸  $L_0$  与各组成环基本尺寸  $L_i$  的关系如下:

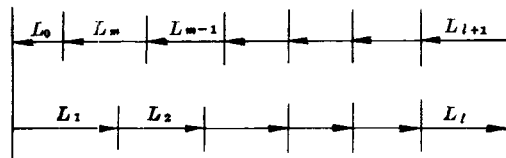


图 12-8 多环直线尺寸链图

$$L_0 = \sum_{i=1}^l L_i - \sum_{i=l+1}^m L_i \quad (12-1)$$

即:封闭环的基本尺寸等于所有增环基本尺寸之和减去所有减环基本尺寸之和。

参看图 12-9, 尺寸链中任何一环的基本尺寸  $L$ 、最大极限尺寸  $L_{\max}$ 、最小极限尺寸  $L_{\min}$ 、上偏差  $ES$ 、下偏差  $EI$ 、公差  $T$  以及中间偏差  $\Delta$  之间的关系如下:  $L_{\max} = L + ES$ ,  $L_{\min} = L + EI$ ,  $T = L_{\max} - L_{\min} = ES - EI$ 。中间偏差为上、下偏差的平均值, 即

$$\Delta = (ES + EI) / 2$$

因此

$$ES = \Delta + T / 2$$

$$EI = \Delta - T / 2 \quad (12-2)$$

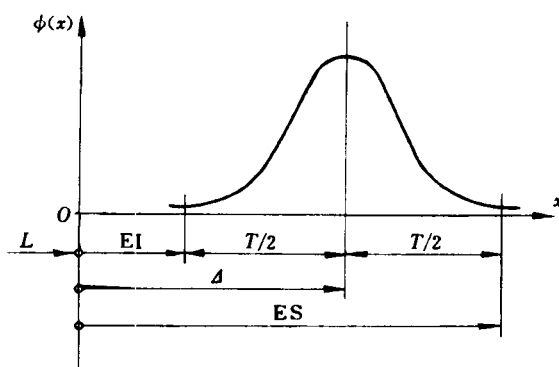


图 12-9 极限偏差与中间偏差、公差的关系

$x$ —尺寸;  $\phi(x)$ —概率密度

尺寸链中任何一环的中间尺寸为  $(L_{\max} + L_{\min}) / 2 = L + \Delta$ 。由图 12-8 所示的直线尺寸链图可以得出封闭环中间偏差与各组成环中间偏差的关系如下:

$$\Delta_0 = \sum_{i=1}^l \Delta_i - \sum_{i=l+1}^m \Delta_i \quad (12-3)$$

即:封闭环中间偏差等于所有增环中间偏差之和减去所有减环中间偏差之和。

为了保证互换性, 可以采用完全互换法或大数互换法来达到封闭环的公差要求。某些情况下, 为了经济地达到装配尺寸链的装配精度要求, 可以采用不完全互换的分组法、调整法或修配法。

## § 2 用完全互换法计算尺寸链

完全互换法(也称极值法)是指在全部产品中, 装配时各组成环不需挑选, 也不需改变其大小或位置, 装入后即能达到封闭环的公差要求的尺寸链计算方法。该方法采用极值公差公式计算。

### 一、极值公差公式

参看图 12-8, 为了达到完全互换, 就必须保证尺寸链中各组成环的尺寸为最大或最小极限尺寸时, 能够达到封闭环的公差要求。当所有增环( $l$  个)皆为其最大极限尺寸且所有减环 $[(m-l)$  个]皆为其最小极限尺寸时, 则封闭环为其最大极限尺寸, 它们的关系如下:

$$L_{0\max} = \sum_{i=1}^l L_{i\max} - \sum_{i=l+1}^m L_{i\min} \quad (12-4)$$

即:封闭环最大极限尺寸等于所有增环最大极限尺寸之和减去所有减环最小极限尺寸之和。

当所有增环皆为其最小极限尺寸且所有减环皆为其最大极限尺寸时,则封闭环为其最小极限尺寸,它们的关系如下:

$$L_{0\min} = \sum_{i=1}^l L_{i\min} - \sum_{i=l+1}^m L_{i\max} \quad (12-5)$$

即:封闭环最小极限尺寸等于所有增环最小极限尺寸之和减去所有减环最大极限尺寸之和。

将式(12-4)减去式(12-5)得出封闭环公差  $T_0$  与各组成环公差  $T_i$  之间的关系如下:

$$T_0 = \sum_{i=1}^l T_i + \sum_{i=l+1}^m T_i = \sum_{i=1}^m T_i \quad (12-6)$$

即:封闭环公差等于所有组成环公差之和。该计算公式称为极值公差公式。由该公式可见,尺寸链各环公差中,封闭环的公差最大,它与组成环的数目及公差的大小有关。

## 二、设计计算

**例1** 参看图 12-3 所示的齿轮机构尺寸链,已知各组成环基本尺寸分别为  $L_1=35\text{mm}$ ,  $L_2=14\text{mm}$ ,  $L_3=49\text{mm}$ ,要求装配后齿轮右端的间隙在  $0.1\sim 0.35\text{mm}$  之间。试用完全互换法计算尺寸链,确定各组成环的极限偏差。

**解**

分析图 12-3 中的尺寸链可知,装配后的间隙  $L_0$  为封闭环,组成环数  $m=3$ ,  $L_3$  为增环,  $L_1$ 、 $L_2$  为减环。封闭环基本尺寸  $L_0=L_3-(L_1+L_2)=49-(35+14)=0$ ,其公差为  $T_0=0.35-0.10=0.25\text{mm}$ ,其上、下偏差分别为  $ES_0=+0.35\text{mm}$ ,  $EI_0=+0.10\text{mm}$ ,其极限尺寸可表示为  $0_{+0.10}^{+0.35}\text{mm}$ 。

(1) 确定各组成环的公差

先假设各组成环公差相等,即  $T_1=T_2=\dots=T_m=T_{\text{av},L}$ (平均极值公差),则由式(12-6)得:  $T_0=mT_{\text{av},L}$ ,因此各组成环的平均极值公差

$$T_{\text{av},L} = T_0/m = 0.25/3 = 0.083\text{mm}$$

考虑到各组成环的基本尺寸的大小及加工工艺各不相同,故各组成环的公差应在平均极值公差的基础上作适当调整。因为尺寸  $L_1$  和  $L_3$  在同一尺寸分段内,平均极值公差数值接近 IT10,所以可取

$$T_1 = T_3 = 0.10\text{mm(IT10)}$$

由式(12-6)得

$$T_2 = T_0 - T_1 - T_3 = 0.25 - 0.10 - 0.10 = 0.05\text{mm(大致相当于 IT9)}$$

(2) 确定各组成环的极限偏差

通常,尺寸链中的内、外尺寸(组成环)的极限偏差按“偏差入体原则”配置,即内尺寸按 H 配置,外尺寸按 h 配置;一般长度尺寸的极限偏差按“偏差对称原则”即按 JS(或 js)配置。因此,取

$$L_1 = 35_{-0.10}^0\text{mm}(35\text{h}10), L_3 = 49 \pm 0.05\text{mm}(49\text{JS}10)$$

组成环  $L_1$  和  $L_3$  的极限偏差确定后,相应的中间偏差分别为:  $\Delta_1 = -0.05\text{mm}$ ,  $\Delta_3 = 0$ ;封

闭环的中间偏差为  $\Delta_0 = +0.225\text{mm}$ 。因此,由式(12-3)得:

$$\Delta_2 = \Delta_3 - \Delta_1 - \Delta_5 = 0 - (-0.05) - 0.225 = -0.175\text{mm}$$

按式(12-2)计算出组成环  $L_2$  的上、下偏差为:

$$ES_2 = \Delta_2 + T_2/2 = -0.175 + 0.05/2 = -0.15\text{mm}$$

$$EI_2 = \Delta_2 - T_2/2 = -0.175 - 0.05/2 = -0.20\text{mm}$$

所以

$$L_2 = 14_{-0.20}^{-0.15}\text{mm}$$

如果要求将组成环  $L_2$  的公差带标准化,可以取 14b9,即

$$L_2 = 14_{-0.193}^{-0.150}\text{mm}(14b9)$$

按式(12-4)和式(12-5)核算封闭环的极限尺寸:

$$L_{0\max} = 49.05 - (34.9 + 13.807) = 0.343\text{mm}$$

$$L_{0\min} = 48.95 - (35 + 13.85) = 0.1\text{mm}$$

能够满足设计要求。

### 三、校核计算

**例2** 加工图 12-10 所示的套筒时,外圆柱面加工至  $A_1 = \varnothing 80f9$  ( $-0.030$ <sub>-0.104</sub>),内孔加工至  $A_2 = \varnothing 60H8$  ( $+0.046$ ),外圆柱面轴线对内孔轴线的同轴度公差为  $\varnothing 0.02\text{mm}$ 。试计算该套筒壁厚尺寸的变动范围。

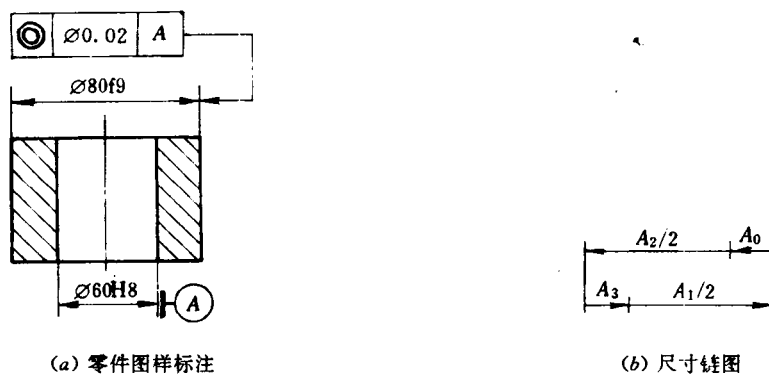


图 12-10 套筒的零件尺寸链

**解**

#### (1) 建立尺寸链

由于套筒具有对称性,因此在建立尺寸链时,尺寸  $A_1$  和  $A_2$  均取半值。尺寸链图如图 12-10b 所示,封闭环为壁厚  $A_0$ ,组成环为:  $A_2/2 = 30_{+0.023}^{+0.046}\text{mm}$  (减环),  $A_1/2 = 40_{-0.052}^{-0.015}\text{mm}$  (增环),同轴度公差  $A_3 = 0 \pm 0.01\text{mm}$  (增环)。

#### (2) 计算封闭环的极限尺寸

按式(12-1)和式(12-4)、式(12-5)分别计算封闭环的基本尺寸和最大、最小极限尺寸。

**基本尺寸**

$$A_0 = (A_1/2 + A_3) - A_2/2 = 40 + 0 - 30 = 10\text{mm}$$

**最大极限尺寸**

$$A_{0\max} = (A_{1\max}/2 + A_{3\max}) - A_{2\min}/2 = 39.985 + 0.01 - 30 = 9.995\text{mm}$$

最小极限尺寸

$$A_{0\min} = (A_{1\min}/2 + A_{3\min}) - A_{2\max}/2 = 39.948 - 0.01 - 30.023 = 9.915\text{mm}$$

因此,封闭环  $A_0 = 10 \pm 0.005 \text{mm}$ ,套筒壁厚尺寸的变动范围为 9.915~9.995mm。

#### 四、工艺尺寸计算

**例3** 参看图 10-47(齿轮)和图 12-11a 所示的轮毂孔和键槽尺寸标注。参看图 12-11b, 该孔和键槽的加工顺序如下: 首先按工序尺寸  $A_1 = \varnothing 57.8^{+0.074}_{-0.037} \text{mm}$  镗孔, 再按工序尺寸  $A_2$  插键槽, 淬火, 然后按图样标注的尺寸  $A_3 = \varnothing 58^{+0.03}_{-0.02} \text{mm}$  磨孔。孔完工后要求键槽深度尺寸  $A_0$  符合图样标注的尺寸  $62.3^{+0.2}_{-0.1} \text{mm}$  的规定。试用完全互换法计算尺寸链, 确定工序尺寸  $A_2$  的极限尺寸。

**解**

(1) 建立尺寸链

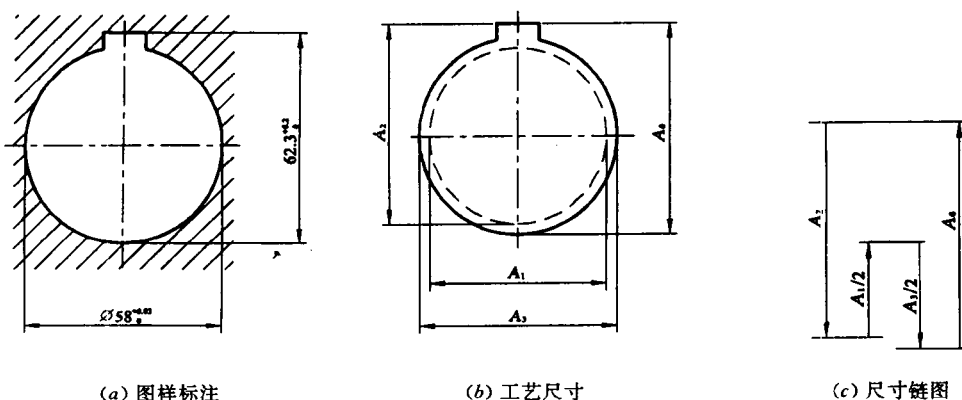


图 12-11 孔及其键槽加工的工艺尺寸链

从加工过程可知,键槽深度尺寸  $A_0$  是加工过程中最后自然形成的尺寸,因此  $A_0$  是封闭环。建立尺寸链时,以孔的中心线作为查找组成环的连接线,因此镗孔尺寸  $A_1$  和磨孔尺寸  $A_3$  均取半值。尺寸链图如图 12-11c 所示,封闭环  $A_0 = 62.3^{+0.2}_{-0.1} \text{mm}$ ,组成环为  $A_3/2$ (增环),  $A_1/2$ (减环)和  $A_2$ (增环),  $A_3/2 = 29^{+0.015}_{-0.01} \text{mm}$ ,  $A_1/2 = 28.9^{+0.037}_{-0.018} \text{mm}$ 。

(2) 计算组成环  $A_2$  的基本尺寸和极限偏差

按式(12-1)计算组成环  $A_2$  的基本尺寸

$$A_2 = A_0 - A_3/2 + A_1/2 = 62.3 - 29 + 28.9 = 62.2\text{mm}$$

按式(12-4)和式(12-5)分别计算组成环  $A_2$  的最大极限尺寸和最小极限尺寸

$$\text{最大极限尺寸 } A_{2\max} = A_{0\max} - A_{3\max}/2 + A_{1\min}/2 = 62.5 - 29.015 + 28.9 = 62.385\text{mm}$$

$$\text{最小极限尺寸 } A_{2\min} = A_{0\min} - A_{3\min}/2 + A_{1\max}/2 = 62.3 - 29 + 28.937 = 62.237\text{mm}$$

因此,插键槽工序尺寸  $A_2 = 62.3^{+0.085}_{-0.063} \text{mm}$ 。

### § 3 用大数互换法计算尺寸链

大数互换法(也称统计法)是指在绝大多数产品中,装配时各组成环不需挑选,也不需改

变其大小或位置,装入后即能达到封闭环的公差要求的尺寸链计算方法。该方法采用统计公差公式计算。

### 一、统计公差公式

大数互换法是以一定置信概率为依据,假定各组成环的实际尺寸的获得彼此无关,即它们都为独立随机变量,各按一定规律分布,因此它们所形成的封闭环也是随机变量,按某一规律分布。按照独立随机变量合成规律,各组成环(各独立随机变量)的标准偏差  $\sigma_i$  与封闭环(这些独立随机变量之和)的标准偏差  $\sigma_0$  之间的关系如下:

$$\sigma_0 = \sqrt{\sum_{i=1}^m \sigma_i^2} \quad (12-7)$$

式中  $m$ ——组成环的数目。

如果各组成环实际尺寸的分布都服从正态分布,则封闭环实际尺寸的分布也服从正态分布。设各组成环尺寸分布中心与公差带中心重合,取置信概率  $P=99.73\%$ ,则分布范围与公差范围相同(见图 12-9),因此各组成环公差  $T_i$  和封闭环公差  $T_0$  各自与它们的标准偏差的关系如下:

$$T_i = 6\sigma_i$$

$$T_0 = 6\sigma_0$$

将上列两式代入式(12-7),得

$$T_0 = \sqrt{\sum_{i=1}^m T_i^2} \quad (12-8)$$

即:封闭环公差等于所有组成环公差的平方之和再开平方。该公式是一个统计公差公式。其实它是统计公差公式中的一个特例,是在各组成环实际尺寸的分布都服从正态分布,分布中心与公差带中心重合,分布范围与公差范围相同这样的假设前提下得出的。而这个假设条件是符合大多数产品的实际情况的,因此上述统计公差公式的特例有其实用价值。

### 二、设计计算

**例 4** 用大数互换法求解例 1,假设各组成环的分布皆服从正态分布,且分布中心与公差带中心重合,分布范围与公差范围相同。

**解**

由例 1 知,封闭环极限尺寸为  $0 \pm_{0.10}^{0.35} \text{mm}$ 。

(1) 确定各组成环的公差

先假定各组成环公差相等,即  $T_1 = T_2 = \dots = T_m = T_{\text{av},Q}$  (平均平方公差),则由式(12-8)

得  $T_0 = \sqrt{m T_{\text{av},Q}^2}$ , 所以

$$T_{\text{av},Q} = T_0 / \sqrt{m} = 0.25 / \sqrt{3} = 0.144 \text{mm}$$

然后调整各组成环公差。尺寸  $L_1$  和  $L_3$  在同一尺寸分段内,平均平方公差数值接近 IT11,所以取

$$T_1 = T_3 = 0.16 \text{mm (IT11)}$$

由式(12-8)得

$$T_2 = \sqrt{T_0^2 - T_1^2 - T_3^2} = \sqrt{0.25^2 - 0.16^2 - 0.16^2} = 0.11\text{mm(IT11)}$$

(2) 确定各组成环的极限偏差

由组成环  $L_1$  和  $L_3$  的公差  $T_1$  和  $T_3$ , 按“偏差入体原则”和“偏差对称原则”分别确定这两个组成环的上、下偏差为:

$$ES_1 = 0, EI_1 = -0.16\text{mm}; ES_3 = +0.08\text{mm}, EI_3 = -0.08\text{mm}$$

所以, 它们的极限尺寸分别为:

$$L_1 = 35_{-0.16}^0, L_3 = 49 \pm 0.08\text{mm}$$

组成环  $L_1$  和  $L_3$  的极限偏差确定后, 计算剩下的一个组成环的极限偏差: 封闭环  $L_0$  和组成环  $L_1$ 、 $L_3$  的中间偏差分别为  $\Delta_0 = +0.225\text{mm}$  和  $\Delta_1 = -0.08\text{mm}$ 、 $\Delta_3 = 0$ 。由式(12-3)得

$$\Delta_2 = \Delta_3 - \Delta_1 - \Delta_0 = 0 - (-0.08) - 0.225 = -0.145\text{mm}$$

按式(12-2)计算出组成环  $L_2$  的上、下偏差如下:

$$ES_2 = \Delta_2 + T_2/2 = -0.145 + 0.11/2 = -0.09\text{mm}$$

$$EI_2 = \Delta_2 - T_2/2 = -0.145 - 0.11/2 = -0.20\text{mm}$$

所以, 组成环  $L_2$  的极限尺寸为:

$$L_2 = 14_{-0.20}^{-0.09}\text{mm}$$

将例 4 与例 1 的计算结果比较, 在封闭环公差相同的条件下, 用大数互换法计算尺寸链, 组成环的公差可以增大, 而使其加工容易, 加工成本降低。

### 三、校核计算

**例 5** 用大数互换法求解例 2。假设各组成环的分布皆服从正态分布, 且分布中心与公差带中心重合, 分布范围与公差范围相同。

**解**

按式(12-1)计算封闭环的基本尺寸  $A_0 = 10\text{mm}$ , 按式(12-3)计算封闭环的中间偏差  $\Delta_0 = -0.045\text{mm}$ 。

封闭环的公差  $T_0$  按式(12-8)计算:

$$T_0 = \sqrt{\sum_{i=1}^m T_i^2} = \sqrt{(T_1/2)^2 + (T_2/2)^2 + T_3^2} = \sqrt{0.037^2 + 0.023^2 + 0.02^2} = 0.048\text{mm}$$

封闭环的上、下偏差按式(12-2)计算:

$$ES_0 = \Delta_0 + T_0/2 = -0.045 + 0.048/2 = -0.021\text{mm}$$

$$EI_0 = \Delta_0 - T_0/2 = -0.045 - 0.048/2 = -0.069\text{mm}$$

因此封闭环  $A_0 = 10_{-0.069}^{-0.021}\text{mm}$ , 套筒壁厚尺寸的变动范围为  $9.931 \sim 9.979\text{mm}$ 。

将例 5 和例 2 的计算结果对比, 在组成环公差相同的条件下, 用大数互换法计算尺寸链, 封闭环的变动范围减小许多, 容易达到精度要求。

## § 4 用分组法、修配法和调整法保证装配精度

### 一、分组法

当封闭环的精度要求高且生产批量较大时, 为了降低零件的制造成本, 可以采用分组法



装配。分组法装配的特点是各组成环按经济加工精度制造,将各组成环按实际尺寸的大小分为若干组,各对应组进行装配,同组内零件具有互换性。该方法采用极值公差公式计算。

**例6** 参看图 12-12,某内燃机的活塞销与活塞上的活塞销孔的基本尺寸为 $\varnothing 28\text{mm}$ ,它们在常温装配后需要有一 $-2.5 \sim -7.5\mu\text{m}$ 的过盈。若按完全互换法确定它们的极限偏差,将封闭环公差 $T_0 = -2.5\mu\text{m} - (-7.5\mu\text{m}) = 5\mu\text{m}$ 平均分配给活塞销和活塞销孔,则前者和后者的极限偏差分别为 $d = \varnothing 28_{-0.0025}^0\text{mm}$ 和 $D = \varnothing 28_{-0.0075}^{+0.0050}\text{mm}$ 。按这样严格的公差制造活塞销和活塞销孔极为困难,也极不经济。因此有必要用分组法来解决这个问题。

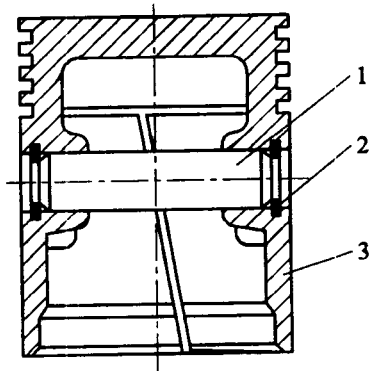


图 12-12 活塞与活塞销装配简图

1—活塞销; 2—挡圈; 3—活塞

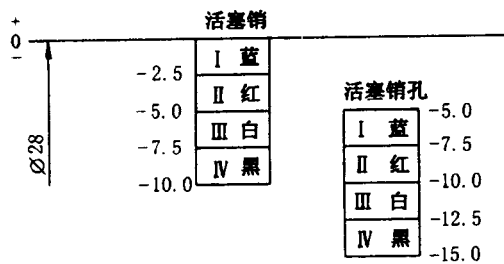


图 12-13 活塞上的活塞销孔与活塞销分组情况

### 解

(1) 将活塞销和活塞销孔的制造公差放大到经济可行的程度。根据实际情况,将活塞销和活塞销孔的制造公差各放大到原来的 4 倍,它们的下偏差皆同向下移,即:

$$d = \varnothing 28_{-0.010}^0\text{mm}, D = \varnothing 28_{-0.015}^{+0.005}\text{mm}$$

(2) 一批活塞销和活塞销孔加工好并经测量后,将活塞销和活塞销孔按实际尺寸的大小从小到大各分成 I、II、III、IV 四组,并用不同的颜色(例如蓝、红、白、黑四种颜色)加以区分。然后将对应组的活塞销与活塞销孔进行装配,即可达到装配精度的要求(见图 12-13)。

采用分组法装配,必须保证分组后各组的配合性质、精度与原来的设计要求相同;分组数不宜过多,尺寸公差只要放大到经济加工精度即可。

## 二、修配法

修配法装配是指各组成环都按经济加工精度制造,在组成环中选择一个修配环(补偿环的一种),预先留出修配量,装配时去除修配环的部分材料以改变其实际尺寸,使封闭环达到其公差与极限偏差要求。

例如图 12-3 所示的齿轮机构,采用修配法装配,选取轴套 4 的厚度尺寸 $L_2$ 作为修配环,装配时改变其实际尺寸,来达到间隙 $L_0$ 所要求的范围。

修配法装配通常用于单件小批生产,组成环数目较多而装配精度要求较高的场合,应选择容易加工并且对其他装配尺寸链没有影响的组成环作为修配环。

### 三、调整法

调整法装配是指各组成环按经济加工精度制造,在组成环中选择一个调整环(补偿环的一种),装配时用调整的方法改变其尺寸大小或位置,使封闭环达到其公差与极限偏差要求。该方法通常采用极值公差公式计算。

采用调整法装配时,可以使用一组具有不同尺寸的调整环或者一个位置可在装配时调整的调整环。前者称为固定补偿件,后者称为活动补偿件。

参看图 12-14a,在装配尺寸链中加入一个专用垫片(备有一组不同尺寸的垫片,可根据需要选择),通过选择不同尺寸的垫片来达到装配精度的要求。参看图 12-14b,该结构是利用一个位置可以调整的螺钉来改变滚动轴承外圈相对于内圈的位置,以使轴承获得合适的间隙。

调整法与修配法相似,只是改变补偿环尺寸的方法有所不同。修配法是从作为补偿环的零件上去除一层材料来保证装配精度;而调整法是通过改变补偿环的尺寸或位置的方法来保证装配精度。

采用调整法装配,不需辅助加工,故装配效率较高,主要应用于装配精度要求较高,或在使用过程中某些零件的尺寸会发生变化的尺寸链中。

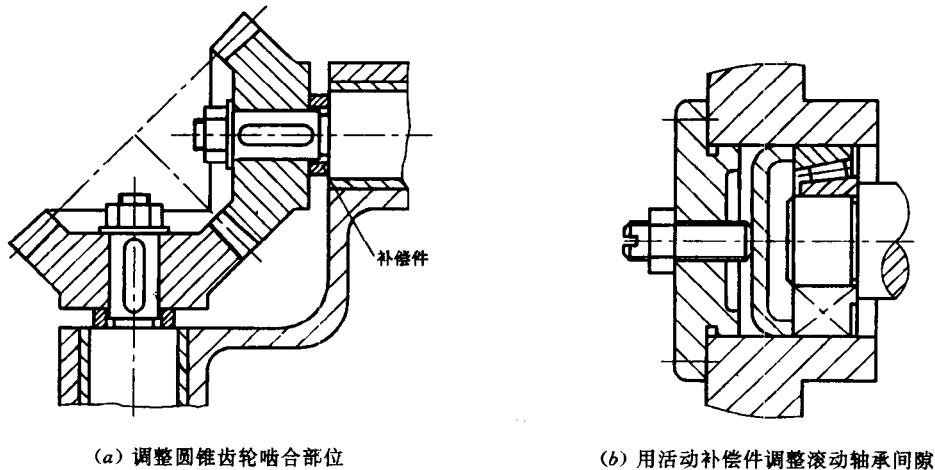


图 12-14 用调整法保证装配精度示例

# 附录

## 一、习 题

### 第 一 章

1-1 试按附表 1-1 写出基本系列 R5 中优先数从 0.1 到 100 的常用值。

1-2 试写出派生系列 R10/2 和 R20/3 中优先数从 1 到 100 的常用值。

### 第 二 章

2-1 量块的“级”和“等”是如何划分的？按“级”使用和按“等”使用有何不同？

2-2 按表 2-1, 从 83 块一套的量块中选取合适尺寸的量块, 组合出尺寸为 19.985mm 的量块组。

2-3 说明下列术语的区别：

- (1) 绝对测量与相对(比较)测量
- (2) 标尺示值范围与计量器具测量范围
- (3) 量块长度与量块标称长度
- (4) 正确度与准确度

2-4 用立式光学比较仪做实验时使用了哪些基本技术性能指标？并说明它们的含义。

2-5 试比较下列两轴颈测量精度的高低。两轴颈的测量值分别为 99.976mm 和 60.036mm, 它们的绝对测量误差分别为 +0.008mm 和 -0.006mm。(0.008%; 0.010%)

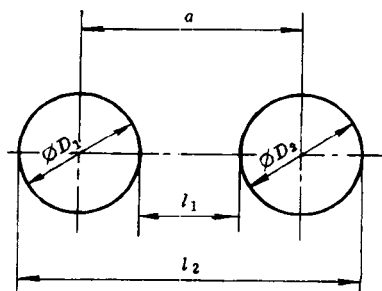
2-6 对同一几何量进行等精度连续测量 15 次, 按测量顺序将各测得值记录如下(单位为 mm):

40.039	40.043	40.040	40.042	40.041
40.043	40.039	40.040	40.041	40.042
40.041	40.039	40.041	40.043	40.041

设测量列中不存在定值系统误差, 试确定:

- (1) 算术平均值  $\bar{x}$ ; (40.041mm)
- (2) 残差  $\nu_i$  (并判断该测量列是否存在变值系统误差);
- (3) 测量列单次测量值的标准偏差  $\sigma$ ; (1.4 $\mu$ m)
- (4) 是否存在粗大误差;
- (5) 测量列算术平均值的标准偏差  $\sigma_{\bar{x}}$ ; (0.37 $\mu$ m)
- (6) 测量列算术平均值的测量极限误差; ( $\pm 1.1\mu$ m)
- (7) 测量结果。(40.041 $\pm$ 0.0011mm)

2-7 参看习题 2-7 附图, 间接测量孔心距  $a$  有三种测量方案: ① 测量内、外侧孔边距  $l_1$ 、 $l_2$ , 然后计算出孔心距,  $a = (l_1 + l_2)/2$ 。② 测量内侧孔边距  $l_1$  和两个孔径  $D_1$ 、 $D_2$ , 然后计算出孔心距,  $a = l_1 + (D_1 + D_2)/2$ 。③ 测量外侧孔边距  $l_2$  和两个孔径  $D_1$ 、 $D_2$ , 然后计算出孔心距,  $a = l_2 - (D_1 + D_2)/2$ 。



习题 2-7 附图

设已测得  $l_1=90.04\text{mm}$ ,  $l_2=149.98\text{mm}$ ,  $D_1=29.98\text{mm}$ ,  $D_2=30.02\text{mm}$ ; 它们的系统误差分别为  $\Delta l_1=+0.012\text{mm}$ ,  $\Delta l_2=-0.015\text{mm}$ ,  $\Delta D_1=+0.004\text{mm}$ ,  $\Delta D_2=-0.005\text{mm}$ ; 它们的测量极限误差分别为:  $\delta_{\text{lim}(l_1)}=0.004\text{mm}$ ,  $\delta_{\text{lim}(l_2)}=0.005\text{mm}$ ,  $\delta_{\text{lim}(D_1)}=0.002\text{mm}$ ,  $\delta_{\text{lim}(D_2)}=0.003\text{mm}$ , 试确定这三种测量方案的测量结果, 并分析其中哪种测量方案最佳。(120.0115 $\pm$ 0.0032mm, 120.0285 $\pm$ 0.0044mm, 119.9945 $\pm$ 0.0053mm)

### 第 三 章

3-1 孔的基本尺寸  $D=50\text{mm}$ , 最大极限尺寸  $D_{\text{max}}=50.087\text{mm}$ , 最小极限尺寸  $D_{\text{min}}=50.025\text{mm}$ , 求孔的上偏差 ES、下偏差 EI 及公差  $T_h$ , 并画出公差带示意图。

3-2 按  $\phi 30k6$  加工一批轴, 完工后, 测得每一轴的实际尺寸, 其中最大的尺寸为  $\phi 30.015\text{mm}$ , 最小的尺寸为  $\phi 30\text{mm}$ 。问这批轴规定的尺寸公差值是多少? 这批轴是否全部合格? 为什么?

3-3 查表画出下列相互配合的孔、轴的公差带示意图, 并说明各配合代号的含义及配合性质。

- |                        |                       |                        |
|------------------------|-----------------------|------------------------|
| (1) $\phi 20H8/f7$ ;   | (2) $\phi 30F8/h7$ ;  | (3) $\phi 18H8/h7$ ;   |
| (4) $\phi 14H7/r6$ ;   | (5) $\phi 60H6/k5$ ;  | (6) $\phi 85H7/js6$ ;  |
| (7) $\phi 90D9/h9$ ;   | (8) $\phi 50K7/h6$ ;  | (9) $\phi 40H7/t6$ ;   |
| (10) $\phi 45JS6/h5$ ; | (11) $\phi 60H7/k6$ ; | (12) $\phi 110S5/h4$ ; |

3-4 已知下列各配合, 试将查表和计算的结果填入表格中, 并画出孔、轴公差带示意图和指明配合性质。

- |                       |                      |                      |
|-----------------------|----------------------|----------------------|
| (1) $\phi 60H6/g5$ ;  | (2) $\phi 30H7/p6$ ; | (3) $\phi 50K8/h7$ ; |
| (4) $\phi 100S7/h6$ ; | (5) $\phi 18H5/h4$ ; | (6) $\phi 48H8/js7$  |

表格的格式如下:

组 号	公差带代号	基本偏差	标准公差	另一极限偏差	极限间隙或过盈	配合公差	配合性质
(1)	$\phi 60H6$						
	$\phi 60g5$						

3-5 有一孔、轴配合, 基本尺寸  $D=60\text{mm}$ ,  $X_{\text{max}}=+28\mu\text{m}$ ,  $T_h=30\mu\text{m}$ ,  $T_s=19\mu\text{m}$ ,  $es=0$ 。试求 ES、EI、ei、 $T_f$  及  $X_{\text{min}}$  (或  $Y_{\text{max}}$ ), 并画出孔、轴公差带示意图。

3-6 有一基孔制的孔、轴配合, 基本尺寸  $D=25\text{mm}$ ,  $T_s=21\mu\text{m}$ ,  $X_{\text{max}}=+74\mu\text{m}$ ,  $X_{\text{av}}=+47\mu\text{m}$ , 试求孔、轴的极限偏差、配合公差, 并画出公差带示意图, 说明其配合性质。

3-7 设孔、轴配合的基本尺寸和使用要求如下:

- (1)  $D=40\text{mm}$ ,  $X_{\text{max}}=+89\mu\text{m}$ ,  $X_{\text{min}}=+25\mu\text{m}$ ;
- (2)  $D=100\text{mm}$ ,  $Y_{\text{min}}=-36\mu\text{m}$ ,  $Y_{\text{max}}=-93\mu\text{m}$ ;
- (3)  $D=20\text{mm}$ ,  $X_{\text{max}}=+6\mu\text{m}$ ,  $Y_{\text{max}}=-28\mu\text{m}$ 。

试按公式(3-2)~(3-12), 采用基孔制(或基轴制), 确定孔和轴的极限偏差, 并画出公差带示意图。

3-8 设孔、轴配合的基本尺寸和使用要求如下:

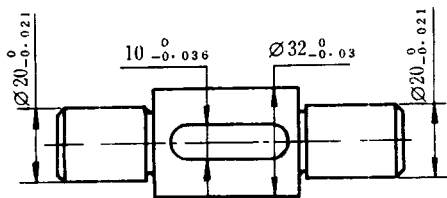
- (1)  $D=50\text{mm}$ ,  $Y_{\text{min}}=-45\mu\text{m}$ ,  $Y_{\text{max}}=-86\mu\text{m}$ ;
- (2)  $D=70\text{mm}$ ,  $X_{\text{max}}=+28\mu\text{m}$ ,  $Y_{\text{max}}=-21\mu\text{m}$ ;
- (3)  $D=120\text{mm}$ ,  $X_{\text{max}}=+69\mu\text{m}$ ,  $X_{\text{min}}=+12\mu\text{m}$ 。

试按附表 3-6~3-8, 采用基孔制(或基轴制), 确定孔和轴的标准公差等级、公差带代号和极限偏差, 并画出公差带示意图。

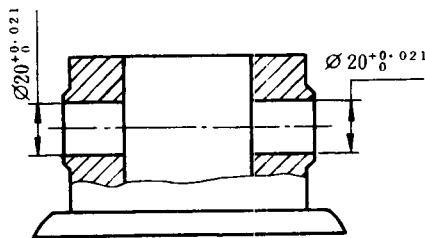
### 第 四 章

4-1 将下列各项形位公差要求标注在习题 4-1 附图上。

- (1)  $\varnothing 32_{-0.03}^0$ mm 圆柱面对两个  $\varnothing 20_{-0.021}^0$ mm 轴颈的公共轴线的径向圆跳动公差 0.015mm;  
 (2) 两个  $\varnothing 20_{-0.021}^0$ mm 轴颈的圆度公差 0.01mm;  
 (3)  $\varnothing 32_{-0.03}^0$ mm 圆柱面左、右两端面对两个  $\varnothing 20_{-0.021}^0$ mm 轴颈的公共轴线的端面圆跳动公差 0.02mm;  
 (4)  $10_{-0.036}^0$ mm 键槽中心平面对  $\varnothing 32_{-0.03}^0$ mm 圆柱面轴线的对称度公差 0.015mm。



习题 4-1 附图



习题 4-2 附图

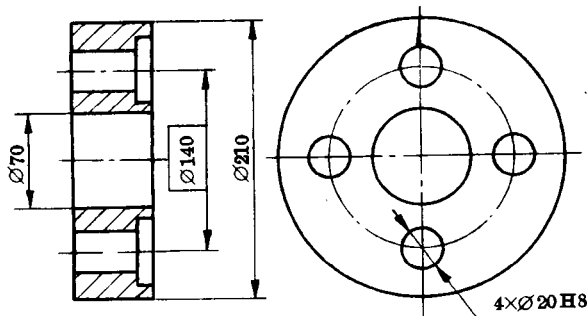
4-2 将下列各项形位公差要求标注在习题 4-2 附图上。

- (1) 底面的平面度公差 0.012mm;  
 (2) 两个  $\varnothing 20_{+0.021}^0$ mm 孔的轴线分别对它们的公共轴线的同轴度公差 0.015mm;  
 (3) 两个  $\varnothing 20_{+0.021}^0$ mm 孔的公共轴线对底面的平行度公差 0.01mm;

4-3 将下列各项形位公差要求标注在习题 4-3 附图上。

- (1) 左端面的平面度公差 0.01mm;  
 (2) 右端面对左端面的平行度公差 0.04mm;  
 (3)  $\varnothing 70$  孔采用 H7 遵守包容要求,  $\varnothing 210$  外圆柱面采用 h7 遵守独立原则;  
 (4)  $\varnothing 70$  孔轴线对左端面的垂直度公差 0.02mm;  
 (5)  $\varnothing 210$  外圆柱面轴线对  $\varnothing 70$  孔的同轴度公差 0.03mm;

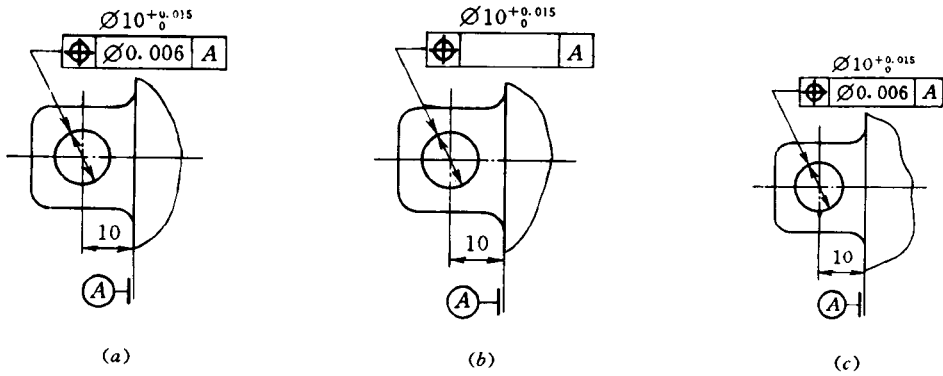
(6)  $4 \times \varnothing 20$ H8 孔轴线对左端面(第一基准)及  $\varnothing 70$  孔轴线的位置度公差为  $\varnothing 0.15$ mm(要求均布);被测轴线位置度公差与  $\varnothing 20$ H8 孔尺寸公差的关系采用最大实体要求,与基准孔尺寸公差的关系也采用最大实体要求。



习题 4-3 附图

4-4 将下列三项形位公差要求分别标注在习题 4-4 附图 a、b、c 上。

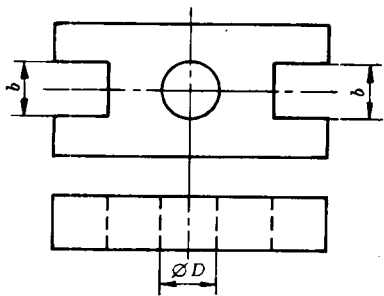
- (1)  $\varnothing 10_{+0.015}^0$ mm 孔的轴线位置度公差与尺寸公差的关系采用最小实体要求(图 a)。  
 (2)  $\varnothing 10_{+0.015}^0$ mm 孔的轴线位置度公差采用最小实体要求的零形位公差(图 b)。  
 (3)  $\varnothing 10_{+0.015}^0$ mm 孔的轴线位置度公差与尺寸公差的关系采用最小实体要求,且可逆要求用于最小实体要求(图 c)。



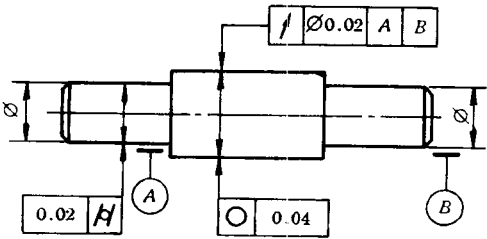
习题 4-4 附图

4-5 将下列两项形位公差要求标注在习题 4-5 附图上。

- (1)  $\varnothing D$  孔轴线相对于两个宽度为  $b$  的槽的公共基准中心平面的对称度公差 0.02mm;
- (2) 两个宽度为  $b$  的槽的中心平面分别相对于它们的公共基准中心平面的对称度公差 0.01mm。



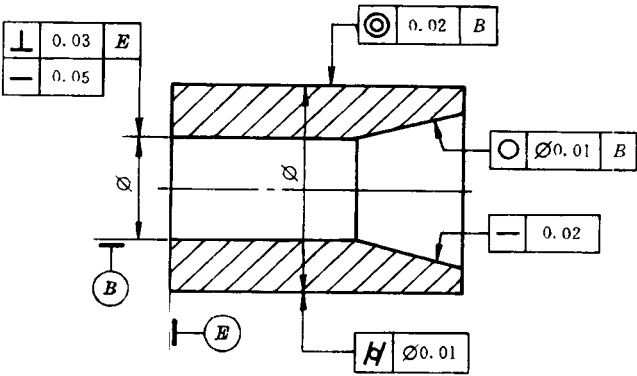
习题 4-5 附图



习题 4-6 附图

4-6 试改正习题 4-6 附图所示的图样上形位公差标注错误(形位公差项目不允许改变)。

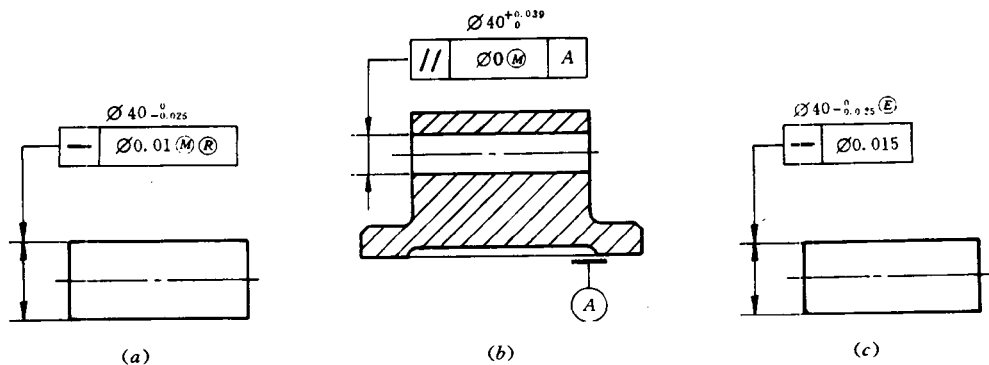
4-7 试改正习题 4-7 附图所示的图样上形位公差标注错误(形位公差项目不允许改变)。



习题 4-7 附图

4-8 试根据习题 4-8 附图所示三个图样的标注,填写习题 4-8 附表。

附 录



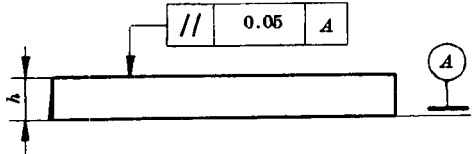
习题 4-8 附图

习题 4-8 附表

图号	最大实体尺寸 (mm)	最小实体尺寸 (mm)	采用的公差原则	边界名称及边界尺寸 (mm)	MMC 时的形位公差值 (mm)	LMC 时的形位公差值 (mm)	允许的最大形位误差值 (mm)
a							
b							
c							

4-9 图样上标注孔的尺寸  $\varnothing 20 \pm 0.05 \text{ (H)} \text{ (E)}$ , 测得该孔横截面形状正确, 实际尺寸处处皆为 19.985mm, 轴线直线度误差为  $\varnothing 0.025\text{mm}$ 。试述该孔的合格条件, 并确定该孔的体外作用尺寸, 按合格条件判断该孔合格与否?

4-10 参看习题 4-10 附图, 图样上给出了面对面的平行度公差, 未给出被测表面的平面度公差, 对此如何解释对平面度的要求? 若用两点法测量各处尺寸  $h$  后, 它们的实际尺寸的最大差值为 0.03mm, 能否说平行度误差一定不会超差? 为什么?

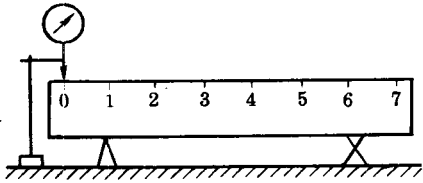


习题 4-10 附图

4-11 用指示表测量一导轨的直线度误差, 测量方法如习题 4-11 附图所示, 指示表上读得的示值列于习题 4-11 附表, 试按两端点连线和最小条件求解直线度误差值。(5.6 $\mu\text{m}$ )

习题 4-11 附表

测点序号	0	1	2	3	4	5	6	7
指示表示值 ( $\mu\text{m}$ )	0	-1	+2	+3	+4	+2	-2	0



习题 4-11 附图

## 第 五 章

5-1 何谓取样长度和评定长度? 规定取样长度和评定长度有什么意义? 它们应怎样选取?

5-2 对表面粗糙度规定了哪三方面的特征参数, 应怎样选取这三方面的参数。

5-3 选择表面粗糙度参数值时, 应考虑哪些因素?

5-4 测量表面粗糙度参数  $R_a$  和  $R_z$  值分别采用什么测量方法?

5-5 比较下列每组中两孔的表面粗糙度高度特性参数值的大小 (何孔的参数值较小), 并说明原因。

(1)  $\varnothing 70H7$  与  $\varnothing 30H7$  孔;

(2)  $\varnothing 40H7/k6$  与  $\varnothing 40H7/g6$  中的两个 H7 孔;

(3) 圆柱度公差分别 0.01mm 和 0.02mm 的两个  $\varnothing 30H7$  孔。

5-6 试将下列的表面粗糙度要求标注在习题 5-6 附图上。

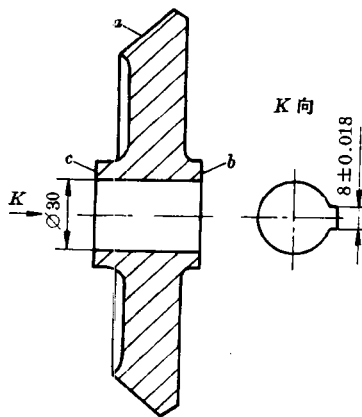
(1) 圆锥面  $a$  的表面粗糙度参数  $R_a$  的上限值为  $3.2\mu\text{m}$ ;

(2) 端面  $c$  和端面  $b$  的表面粗糙度参数  $R_a$  的最大值为  $3.2\mu\text{m}$ ;

(3)  $\varnothing 30$  孔采用拉削加工, 表面粗糙度参数  $R_a$  的最大值为  $6.3\mu\text{m}$ , 并标注加工纹理方向;

(4)  $8 \pm 0.018\text{mm}$  键槽两侧面的表面粗糙度参数  $R_z$  的上限值为  $12.5\mu\text{m}$ ;

(5) 其余表面的表面粗糙度参数  $R_a$  的上限值为  $12.5\mu\text{m}$ 。



习题 5-6 附图

## 第 六 章

6-1 滚动轴承内圈孔及外圈外圆柱面公差带与一般基孔制的基准孔及一般基轴制的基准轴公差带有何不同?

6-2 与 6 级 6309 滚动轴承 (内径  $45_{-0.010}^{+0.010}\text{mm}$ , 外径  $100_{-0.013}^{+0.013}\text{mm}$ ) 配合的轴颈的公差带为 j5, 外壳孔的公差带为 H6。试画出这两对配合的孔、轴公差带示意图, 并计算它们的极限过盈或间隙。

6-3 某单级直齿圆柱齿轮减速器输出轴上安装两个 0 级 6211 深沟球轴承 (公称内径为 55mm, 公称外径为 100mm), 径向额定动负荷为 33354N, 工作时内圈旋转, 外圈固定, 承受的径向当量动负荷为 883N。试确定:

(1) 与内圈和外圈分别配合的轴颈和外壳孔的公差带代号。

(2) 轴颈和外壳孔的极限偏差、形位公差值和表面粗糙度参数值。

(3) 参照图 6-8, 把上述公差带代号和各项公差标注在装配图和零件图上。

## 第 七 章

7-1 试计算遵守包容要求的  $\varnothing 40H7/n6$  配合的孔、轴工作量规的极限尺寸, 将计算的结果填入表格中, 并画出公差带示意图。表格的格式如下:

工 件	量 规	量规公差 ( $\mu\text{m}$ )	Z ( $\mu\text{m}$ )	量规定形尺寸 (mm)	量规极限尺寸(mm)		量规图样标注尺寸 (mm)
					最大	最小	
孔 $\varnothing 40H7$ (E)	通规						
	止规						
轴 $\varnothing 40n6$ (E)	通规						
	止规						



7-2 试计算遵守包容要求的 $\varnothing 40\text{M}8/\text{h}7$ 配合的孔、轴工作量规及其校对量规的极限尺寸,将计算的结果填入表格中,并画出公差带示意图。表格的格式如下:

工 件	量 规	量规公差 ( $\mu\text{m}$ )	Z ( $\mu\text{m}$ )	量规定形尺寸 (mm)	量规极限尺寸(mm)		量规图样标注尺寸 (mm)
					最大	最小	
孔 $\varnothing 40\text{M}8 \text{ (E)}$	通规						
	止规						
轴 $\varnothing 40\text{h}7 \text{ (E)}$	通规						
	止规						
	TT 量规						
	ZT 量规						
	TS 量规						

7-3 试计算 $\varnothing 30\text{K}7 \text{ (E)}$ 孔的工作量规的极限尺寸。

7-4 试计算 $\varnothing 35\text{m}6 \text{ (E)}$ 轴的工作量规及其校对量规的极限尺寸。

7-5 试确定测量 $\varnothing 20\text{g}8 \text{ (E)}$ 轴时的验收极限,并选择相应的计量器具。该轴可否使用标尺分度值为 $0.01\text{mm}$ 的外径千分尺进行比较测量,并加以分析。

7-6  $\varnothing 80\text{h}9 \text{ (E)}$ 轴的终加工工序的工艺能力指数 $C_p=1.2$ ,试确定测量该轴时的验收极限,并选择相应的计量器具。

7-7  $\varnothing 50\text{H}8$ 孔加工后尺寸遵循偏态分布(偏向最大实体尺寸),试确定其验收极限,并选择相应的计量器具。

7-8 试确定测量 $\varnothing 60\text{H}14$ 非配合尺寸时的验收极限,并选择相应的计量器具。

## 第 八 章

8-1 有一外圆锥,锥度为 $1:20$ ,最大圆锥直径 $100\text{mm}$ ,圆锥长度为 $200\text{mm}$ 。试确定圆锥角、最小圆锥直径。 $(2^\circ 51' 51.1'', 90\text{mm})$

8-2 有一外圆锥的最大圆锥直径 $D$ 为 $200\text{mm}$ ,圆锥长度 $L$ 为 $400\text{mm}$ ,圆锥直径公差 $T_D$ 取为 $\text{IT}9$ 。求 $T_D$ 所能限制的最大圆锥角偏差 $\Delta\alpha_{\max}$ 。 $(1150\mu\text{rad})$

8-3 相互结合的内、外圆锥的锥度为 $1:50$ ,内、外圆锥的基本直径为 $100\text{mm}$ ,要求装配后得到 $\text{H}8/\text{u}7$ 的配合性质。试计算所需的极限轴向位移和轴向位移公差。 $(E_{\min}=0.6\text{mm}, E_{\max}=1.2\text{mm}, T_E=0.6\text{mm})$

8-4 用圆锥量规检验内、外圆锥时,如何根据接触斑点的分布情况判断圆锥角偏差的方向。

## 第 九 章

9-1 螺纹中径的两个极限尺寸各用来限制什么?如果有一螺栓的单一中径 $d_{2s}>d_{2\min}$ ,而作用中径 $d_{2m}>d_{2\max}$ ,问此螺栓是否合格?为什么?

9-2 有一 $\text{M}24\times 2-6\text{g}$ 螺栓,加工后测得数据为:

$$d_{2s}=22.5\text{mm}, \Delta P_z = |-0.05|\text{mm}, \Delta\alpha_1 = -52', \Delta\alpha_2 = +34',$$

问此螺栓是否合格?为什么? $(22.62\text{mm})$

9-3 有一 $\text{M}24\times 2-6\text{H}-\text{L}$ 螺母,加工后测得数据为:

$$D_{2s}=22.785\text{mm}, \Delta P_z = |+0.03|\text{mm}, \Delta\alpha_1 = -35', \Delta\alpha_2 = -25'$$

试计算螺母的作用中径,判断此螺母是否合格?说明理由。 $(22.715\text{mm})$

9-4 试说明下列螺纹标注中各代号的含义:

- (1) M24-6H; (2) M36×2-5g6g-20; (3) M30×2-6H/5g6g。

9-5 梯形螺纹丝杠尺寸规格为 T36×6, 精度等级为 9 级, 试查表确定该丝杠的各项公差、极限偏差和技术要求。

9-6 说明下面滚珠丝杠副的标记的含义: 滚珠丝杠副 GB/T17587-40×10×500-P5L。

9-7 试查表确定与上题中的滚珠丝杠副的行程精度有关的公差和极限偏差。

## 第 十 章

10-1 某直齿标准圆柱齿轮图样上标注  $F_w=28\mu\text{m}$  和  $F_r=36\mu\text{m}$ , 并已知  $F_p=63\mu\text{m}$ 。按该图样加工三个齿轮并分别进行测量, 它们的测量结果分别为:

①  $\Delta F_w=25\mu\text{m}$ ,  $\Delta F_r=32\mu\text{m}$ ; ②  $\Delta F_w=28\mu\text{m}$ ,  $\Delta F_r=40\mu\text{m}$ ; ③  $\Delta F_w=30\mu\text{m}$ ,  $\Delta F_r=30\mu\text{m}$ ,  $\Delta F_p=50\mu\text{m}$ 。试判断这三个齿轮传递运动的准确性是否符合要求, 为什么?

10-2 已知某齿轮公法线长度公称值  $W=32.258\text{mm}$ ,  $F_w=0.04\text{mm}$ ,  $E_{wmi}=-0.114\text{mm}$ ,  $E_{wmi}=-0.202\text{mm}$ 。在该齿轮均布方位测得 6 条实际公法线长度分别为: 32.130mm, 32.124mm, 32.095mm, 32.133mm, 32.106mm, 32.120mm。试写出该齿轮  $\Delta F_w$  和  $\Delta E_{wmi}$  的合格条件, 并判断它们合格与否。

10-3 某直齿圆柱齿轮的模数  $m=3\text{mm}$ , 齿数  $z=24$ , 标准压力角  $\alpha=20^\circ$ , 变位系数为  $x=0$ , 精度等级和齿厚极限偏差代号为 8-7-7 F H GB10095-88。该齿轮大批生产, 试确定该齿轮三个公差组和侧隙方面的公差和极限偏差项目及它们的数值。

10-4 单级直齿圆柱齿轮减速器中配偶齿轮的模数  $m=3.5\text{mm}$ , 标准压力角  $\alpha=20^\circ$ , 齿宽  $b_1=55\text{mm}$ ,  $b_2=50\text{mm}$ , 传递功率 5kW。齿数分别为  $z_1=18$  和  $z_2=81$ , 小齿轮的齿轮轴轴颈为  $\varnothing 40\text{mm}$ , 大齿轮的孔径为  $\varnothing 65\text{mm}$ 。小齿轮的转速为 1440r/min, 齿轮工作时有温升, 要求保证最小极限侧隙  $j_{\min}=0.21\text{mm}$ 。该减速器生产类型为小批量生产。试确定:

- (1) 大、小齿轮第 I、第 II、第 III 公差组的精度等级;
- (2) 大、小齿轮第 I、第 II、第 III 公差组的公差和极限偏差项目以及它们的数值;
- (3) 大、小齿轮的齿厚极限偏差的代号和数值;
- (4) 大、小齿轮的公法线长度公称值和跨齿数及公法线平均长度极限偏差;
- (5) 大、小齿轮齿坯各部分的尺寸公差和形位公差;
- (6) 大齿轮轮毂键槽宽度和深度的公称尺寸和它们的极限偏差以及键槽中心平面对基准轴线的对称度公差;
- (7) 大、小齿轮各表面的表面粗糙度参数值;
- (8) 画出大齿轮的图样, 并将上述技术要求标注在齿轮图样上(齿轮结构可参考有关图册或手册)。

10-5 用绝对法测量齿数为 15 的圆柱齿轮的左齿面齿距偏差, 按齿序测得数据为  $+10\mu\text{m}$ ,  $+18\mu\text{m}$ ,  $+25\mu\text{m}$ ,  $+20\mu\text{m}$ ,  $+16\mu\text{m}$ ,  $+8\mu\text{m}$ ,  $0$ ,  $-7\mu\text{m}$ ,  $-16\mu\text{m}$ ,  $-24\mu\text{m}$ ,  $-20\mu\text{m}$ ,  $-15\mu\text{m}$ ,  $-10\mu\text{m}$ ,  $-7\mu\text{m}$ ,  $+2\mu\text{m}$ 。试计算齿距偏差  $\Delta f_{pt}$  和齿距累积误差  $\Delta F_p$  的数值。

## 第 十 一 章

11-1 第一章图 1-1 所示减速器中输出轴的伸出端与相配合件孔的配合为  $\varnothing 45\text{H7}/\text{m6}$ , 采用平键联结。试查出孔、轴的极限偏差, 轮毂键槽和轴键槽的剖面尺寸及其极限偏差, 键槽对称度公差, 各个表面粗糙度参数  $R_a$  值, 并确定应遵守的公差原则, 按本章图 11-3 和图 11-4 的示例标注在图样上。

11-2 试述矩形花键联结采用小径定心的优点。

11-3 试按 GB1144-87 确定矩形花键配合  $6 \times 26 \frac{\text{H7}}{\text{g6}} \times 30 \frac{\text{H10}}{\text{a11}} \times 6 \frac{\text{H11}}{\text{f9}}$  的内、外花键小径、大径、键槽宽、键宽的极限偏差以及位置度公差, 应遵守的公差原则, 并按本章图 11-11 的示例标注在图样上。

11-4 试按 GB1144-87 确定矩形花键配合  $6 \times 23 \frac{H7}{f7} \times 26 \frac{H10}{a11} \times 6 \frac{H11}{d10}$  的内、外花键小径、大径、键槽宽、键宽的极限偏差以及对称度公差,应遵守的公差原则,并按本章图 11-12 的示例标注在图样上。

11-5 圆柱直齿渐开线花键联结的主要尺寸有哪些?其中何者是内、外花键的配合尺寸?内、外花键的键侧配合采用何种基准制?什么尺寸和误差影响键侧配合性质?

11-6 圆柱直齿渐开线花键副的齿数为 24,模数为 2.5mm,标准压力角为  $30^\circ$ ,齿侧配合类别为 H/h;而其内花键采用平齿根,配合尺寸公差等级为 7 级;其外花键采用圆齿根,配合尺寸公差等级为 6 级;现标注如下:

花键副: INT/EXT  $24 \times 2.5 \times 30P \times H7/h6$  GB/T 3478.1-1995

内花键: INT  $24Z \times 2.5 \times 30 \times H6$  GB/T 3478.1-1995

外花键: EXT  $24 \times 2.5m \times 30R \times h6$  GB 3478.1-1995

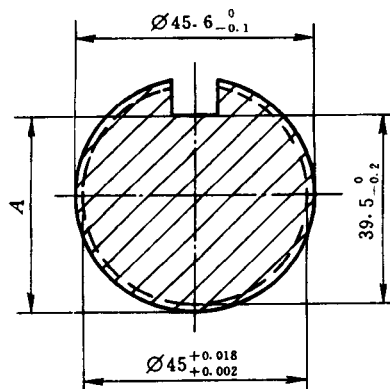
上列标注是否正确?如果存在错误,试加以改正。

11-7 圆柱直齿渐开线花键的综合检验法和单项测量法分别适用于什么场合?采用不同的检测方法,在零件图上的数据表中的内容有何差异?

11-8 轻型货车变速箱中使用齿数为 36、模数为 2mm、标准压力角为  $30^\circ$ (平齿根)、滑动联结的圆柱直齿渐开线花键副,试按 GB/T 3478.1-1995 确定其内、外花键的配合尺寸公差等级和齿侧配合类别及检测方法,并计算分度圆直径和大径、小径基本尺寸及内花键渐开线终止圆直径最小值和 外花键渐开线起始圆直径最大径,确定大径和小径的极限偏差、齿槽宽和齿厚的极限值、齿根圆弧曲率半径最小值以及配合表面和非配合表面的表面粗糙度参数  $R_a$  的上限值,列出数据表,画出零件图或内、外花键局部图,分别标注内、外花键的有关尺寸和表面粗糙度参数值。

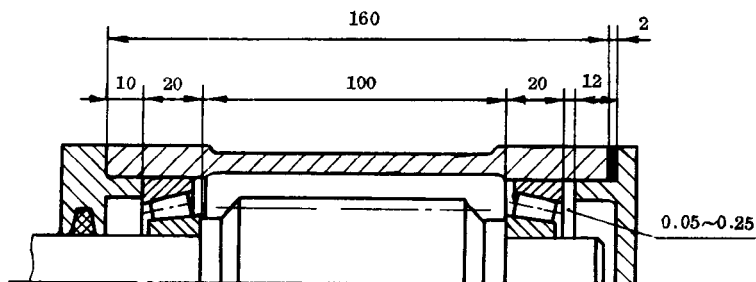
## 第十二章

12-1 参看习题 12-1 附图,设计上要求轴的直径和键槽深度完工后尺寸分别为  $\varnothing 45 \pm 0.018\text{mm}$  和  $39.5_{-0.2}^0\text{mm}$ 。该轴的加工顺序如下:先按工序尺寸  $\varnothing 45.6_{-0.1}^0\text{mm}$  车外圆,再按工序尺寸 A 铣键槽,淬火后,磨外圆至设计上所要求的轴径,并得到设计上所要求的轴键槽深度。试计算工序尺寸 A 及其极限偏差。



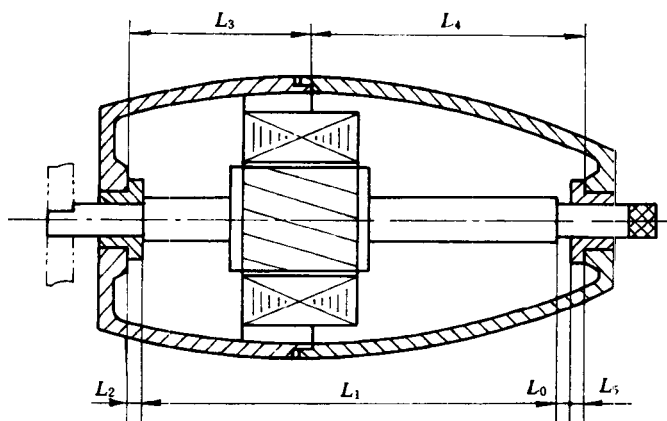
习题 12-1 附图

12-2 本题附图为蜗杆减速器装配图的一部分,各零件有关尺寸如图所示,设计要求轴承端面与端盖端面间有 0.05~0.25mm 的轴向间隙。试用完全互换法确定对该间隙有直接影响的全部尺寸的极限偏差。  
( $160_{-0.063}^0\text{mm}$ ;  $10_{-0.022}^0\text{mm}$ ;  $20 \pm 0.01\text{mm}$ ;  $100 \pm 0.017\text{mm}$ ;  $12_{-0.027}^0\text{mm}$ ;  $2_{-0.025}^0\text{mm}$ )



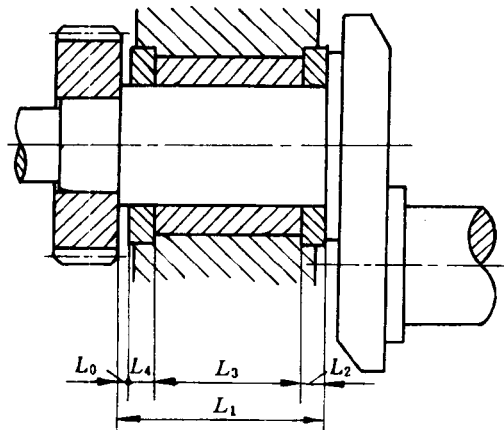
习题 12-2 附图

12-3 本题附图为电风扇机头部分的示意图,为了保证轴的转动要求,装配后的轴向间隙  $L_0$  应在  $1 \sim 1.75\text{mm}$  范围内。影响该间隙的所有组成环的基本尺寸为:  $L_1 = 140\text{mm}$ ;  $L_2 = L_5 = 5\text{mm}$ ;  $L_3 = 50\text{mm}$ ;  $L_4 = 101\text{mm}$ 。试用完全互换法确定各组成环的极限偏差。(  $L_1 = 140_{-0.1}^0\text{mm}$ ;  $L_2 = L_5 = 5_{-0.048}^0\text{mm}$ ;  $L_3 = 50_{+0.25}^0\text{mm}$ ;  $L_4 = 101_{+0.3}^0\text{mm}$  )



习题 12-3 附图

12-4 本题附图所示的曲轴部件中,轴向间隙  $L_0$  要求在  $0.05 \sim 0.25\text{mm}$  范围内。已知各组成环的基本尺寸及极限偏差为:  $L_1 = 43.5_{+0.05}^{+0.10}\text{mm}$ ;  $L_2 = L_4 = 2.5_{-0.04}^0\text{mm}$ ;  $L_3 = 38.5_{-0.062}^0\text{mm}$ 。试校核这样构成的轴向间隙能否满足设计要求。(  $0_{-0.050}^{+0.242}\text{mm}$  )



习题 12-4 附图

二、公差表格

附表 1-1 优先数系的基本系列(常用值)(摘自 GB321—80)

R 5	1.00		1.60		2.50		4.00		5.30		10.00
R10	1.00	1.25	1.60	2.00	2.50	3.15	4.00	5.00	5.30	8.00	10.00
R20	1.00	1.12	1.25	1.40	1.60	1.80	2.00	2.24	2.50	2.80	3.15
	3.55	4.00	4.50	5.00	5.60	6.30	7.10	8.00	9.00	10.00	
R40	1.00	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.40	1.50	1.60	1.70	1.80
	1.90	2.00	2.12	2.24	2.36	2.50	2.65	2.80	3.00	3.15	3.35
	3.55	3.75	4.00	4.25	4.50	4.75	5.00	5.30	5.60	6.00	6.30
	6.70	7.10	7.50	8.00	8.50	9.00	9.50	10.00			

附表 2-1 各级量块的精度指标(摘自 JJG 146—94)

标称长度 $l$ (mm)		量块制造精度											
		00 级		C 级		K 级		1 级		2 级		3 级	
		长 度											
		极限 偏差 $\pm D$	变动量 允许值 $T_v$	极限 偏差 $\pm D$	变动量 允许值 $T_v$	极限 偏差 $\pm D$	变动量 允许值 $T_v$	极限 偏差 $\pm D$	变动量 允许值 $T_v$	极限 偏差 $\pm D$	变动量 允许值 $T_v$	极限 偏差 $\pm D$	变动量 允许值 $T_v$
大于	到	$\mu\text{m}$											
0.5		0.06	0.05	0.12	0.10	0.20	0.05	0.20	0.10	0.45	0.30	1.0	0.50
0.5	10												
10	25												
25	50												
50	75												
75	100	0.14	0.07	0.30	0.12	0.60	0.07	0.60	0.20	1.20	0.35	2.5	0.60
100	150	0.20	0.08	0.40	0.14	0.80	0.08	0.80	0.20	1.60	0.40	3.0	0.65
150	200	0.25	0.09	0.50	0.16	1.00	0.09	1.00	0.25	2.00	0.40	4.0	0.70
200	250	0.30	0.10	0.60	0.16	1.20	0.10	1.20	0.25	2.40	0.45	5.0	0.75

注： $l$ 、 $D$ 、 $T_v$ 的含义见图 2-2。

附表 2-2 各等量块的精度指标(摘自 JJG 146—94)

标称长度 $l$ (mm)		量块检定精度											
		1等		2等		3等		4等		5等		6等	
		长 度											
		测量的 不确定 度允许 值 $\pm$	变动量 允许值 $T_v$	测量的 不确定 度允许 值 $\pm$	变动量 允许值 $T_v$	测量的 不确定 度允许 值 $\pm$	变动量 允许值 $T_v$	测量的 不确定 度允许 值 $\pm$	变动量 允许值 $T_v$	测量的 不确定 度允许 值 $\pm$	变动量 允许值 $T_v$	测量的 不确定 度允许 值 $\pm$	变动量 允许值 $T_v$
大于	到	$\mu\text{m}$											
0.5		0.02	0.05	0.05	0.10	0.11	0.16	0.22	0.30	0.6	0.5	2.1	0.5
0.5	10	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.16	0.25	0.30	0.6	0.5	2.3	0.5
10	25	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.16	0.25	0.30	0.6	0.5	2.3	0.5
25	50	0.03	0.06	0.08	0.10	0.15	0.18	0.30	0.30	0.8	0.55	2.6	0.55
50	75	0.04	0.06	0.09	0.12	0.18	0.18	0.35	0.35	0.9	0.55	2.9	0.55
75	100	0.04	0.07	0.10	0.12	0.20	0.20	0.40	0.35	1.0	0.6	3.2	0.6
100	150	0.05	0.08	0.12	0.14	0.25	0.20	0.50	0.40	1.2	0.65	3.8	0.65
150	200	0.06	0.09	0.15	0.16	0.30	0.25	0.60	0.40	1.5	0.7	4.4	0.7
200	250	0.07	0.10	0.18	0.16	0.35	0.25	0.70	0.45	1.8	0.75	5.0	0.75

注： $l$ 、 $T_v$ 的含义见图 2-2。

附表 2-3 正态概率积分值  $\phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-t^2/2} dt$ 

$t$	$\phi(t)$	$t$	$\phi(t)$	$t$	$\phi(t)$	$t$	$\phi(t)$	$t$	$\phi(t)$	$t$	$\phi(t)$
0.00	0.0000	0.50	0.1915	1.00	0.3413	1.50	0.4332	2.00	0.4772	3.00	0.49865
0.05	0.0199	0.55	0.2088	1.05	0.3531	1.55	0.4394	2.10	0.4821	3.20	0.49931
0.10	0.0398	0.60	0.2257	1.10	0.3643	1.60	0.4452	2.20	0.4861	3.42	0.49966
0.15	0.0596	0.65	0.2422	1.15	0.3749	1.65	0.4505	2.30	0.4893	3.60	0.499841
0.20	0.0793	0.70	0.2580	1.20	0.3849	1.70	0.4554	2.40	0.4918	3.80	0.499928
0.25	0.0987	0.75	0.2734	1.25	0.3944	1.75	0.4599	2.50	0.4933	4.00	0.499968
0.30	0.1179	0.80	0.2881	1.30	0.4032	1.80	0.4641	2.60	0.4953	4.50	0.499997
0.35	0.1368	0.85	0.3023	1.35	0.4115	1.85	0.4678	2.70	0.4965	5.00	0.4999997
0.40	0.1554	0.90	0.3159	1.40	0.4192	1.90	0.4713	2.80	0.4974		
0.45	0.1736	0.95	0.3289	1.45	0.4265	1.95	0.4744	2.90	0.4981		

附表 3-1 标准尺寸(10~100mm)(摘自 GB2822-81)

Rr			Rr			Rr			Rr		
R10	R20	R40	R10	R20	R40	R10	R20	R40	R10	R20	R40
10.0	10.0		10	10			35.5	35.5		<b>36</b>	<b>36</b>
	11.2			<b>11</b>				37.5			<b>38</b>
12.5		12.5	<b>12</b>	<b>12</b>	<b>12</b>	40.0	40.0	40.0	40	40	40
		13.2			<b>13</b>			42.5			<b>42</b>
		14.0		14	14		45.0	45.0		45	45
		15.0			15			47.5			<b>48</b>
16.0	16.0	16.0	16	16	16	50.0	50.0	50.0	50	50	50
		17.0			17			53.0			53
	18.0	18.0		18	18		56.0	56.0		56	56
		19.0			19			60.0			60
20.0	20.0	20.0	20	20	20	63.0	63.0	63.0	63	63	63
		20.2			<b>21</b>			67.0			67
	22.4	22.4		<b>22</b>	<b>22</b>		71.0	71.0		71	71
		23.6			<b>24</b>			75.0			75
25.0	25.0	25.0	25	25	25	80.0	80.0	80.0	80	80	80
		26.5			<b>26</b>			85.0			85
	28.0	28.0		28	27		90.0	90.0		90	90
		30.0			30			95.0			95
31.5	31.5	31.5	<b>32</b>	<b>32</b>	<b>32</b>	100.0	100.0	100.0	100	100	100
		33.5			<b>34</b>						

注：Rr 系列中的黑体字为 R 系列相应各项优先数的化整值。

附表 3-2 标准公差数值(摘自 GB/T 1800.3-1998)( $\mu\text{m}$ )

基本尺寸 (mm)		标准公差等级																	
		IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
大于	至	μm												mm					
—	3	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0.1	0.14	0.25	0.4	0.6	1	1.4
3	6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	0.12	0.18	0.3	0.48	0.75	1.2	1.8
6	10	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	0.15	0.22	0.36	0.58	0.9	1.5	2.2
10	18	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0.18	0.27	0.43	0.7	1.1	1.8	2.7
18	30	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0.21	0.33	0.52	0.84	1.3	2.1	3.3
30	50	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0.25	0.39	0.62	1	1.6	2.5	3.9
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0.3	0.46	0.74	1.2	1.9	3	4.6
80	120	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0.35	0.54	0.87	1.4	2.2	3.5	5.4
120	180	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0.4	0.63	1	1.6	2.5	4	6.3
180	250	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0.46	0.72	1.15	1.85	2.9	4.6	7.2
250	315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0.52	0.81	1.3	2.1	3.2	5.2	8.1
315	400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0.57	0.89	1.4	2.3	3.6	5.7	8.9
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0.63	0.97	1.55	2.5	4	6.3	9.7
500	630	9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	0.7	1.1	1.75	2.8	4.4	7	11
630	800	10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	0.8	1.25	2	3.2	5	8	12.5
800	1000	11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	0.9	1.4	2.3	3.6	5.6	9	14
1000	1250	13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1.05	1.65	2.6	4.2	6.6	10.5	16.5
1250	1600	15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1.25	1.95	3.1	5	7.8	12.5	19.5
1600	2000	18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1.5	2.3	3.7	6	9.2	15	23
2000	2500	22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1100	1.75	2.8	4.4	7	11	17.5	28
2500	3150	26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2.1	3.3	5.4	8.6	13.5	21	33

注: ① 基本尺寸大于 500mm 的 IT1 至 IT5 的标准公差数值为试行的。

② 基本尺寸小于或等于 1mm 时, 无 IT14 至 IT18。

附表 3-3 IT01 和 IT0 的标准公差数值(摘自 GB/T 1800.3-1993)( $\mu\text{m}$ )

基本尺寸 (mm)		标准公差等级	
		IT01	IT0
大 于	至	公 差 ( $\mu\text{m}$ )	
—	3	0.3	0.5
3	6	0.4	0.6
6	10	0.4	0.6
10	18	0.5	0.8
18	30	0.6	1
30	50	0.6	1
50	80	0.8	1.2
80	120	1	1.5
120	180	1.2	2
180	250	2	3
250	315	2.5	4
315	400	3	5
400	500	4	6

附表 3-4 尺寸至 500mm 轴的基本偏差数值(摘自 GB/T 1800.3—1998)( $\mu\text{m}$ )

基本偏差	上 偏 差 es											js <sup>②</sup>	下偏差 ei				
代 号	a <sup>①</sup>	b <sup>①</sup>	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h		j			k	
标准公差等级	所 有 的 标 准 公 差 等 级												IT5 和 IT6	IT7	IT8	IT4 至 IT7	$\leq$ IT3 >IT7
基本尺寸 (mm)																	
$\leq 3$	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0		-2	-4	-6	0	0
$> 3 \sim 6$	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0		-2	-4	-	+1	0
$> 6 \sim 10$	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0		-2	-5	-	+1	0
$> 10 \sim 14$	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0		-3	-6	-	+1	0
$> 14 \sim 18$	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0		-3	-6	-	+1	0
$> 18 \sim 24$	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0		-4	-8	-	+2	0
$> 24 \sim 30$	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0		-4	-8	-	+2	0
$> 30 \sim 40$	-310	-170	-120	-	-80	-50	-	-25	-	-9	0		-5	-10	-	+2	0
$> 40 \sim 50$	-320	-180	-130	-	-80	-50	-	-25	-	-9	0		-5	-10	-	+2	0
$> 50 \sim 65$	-340	-190	-140	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0		-7	-12	-	+2	0
$> 65 \sim 80$	-360	-200	-150	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0		-7	-12	-	+2	0
$> 80 \sim 100$	-380	-220	-170	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0	偏差 =	-9	-15	-	+3	0
$> 100 \sim 120$	-410	-240	-180	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0	$\pm \frac{IT_n - 1}{2}$	-9	-15	-	+3	0
$> 120 \sim 140$	-460	-260	-200	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0		-11	-18	-	+3	0
$> 140 \sim 160$	-520	-280	-210	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0		-11	-18	-	+3	0
$> 160 \sim 180$	-580	-310	-230	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0		-11	-18	-	+3	0
$> 180 \sim 200$	-660	-340	-240	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0		-13	-21	-	+4	0
$> 200 \sim 225$	-740	-380	-260	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0		-13	-21	-	+4	0
$> 225 \sim 250$	-820	-420	-280	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0		-13	-21	-	+4	0
$> 250 \sim 280$	-920	-480	-300	-	-190	-110	-	-56	-	-17	0		-16	-26	-	+4	0
$> 280 \sim 315$	-1050	-540	-330	-	-190	-110	-	-56	-	-17	0		-16	-26	-	+4	0
$> 315 \sim 355$	-1200	-600	-360	-	-210	-125	-	-62	-	-18	0		-18	-28	-	+4	0
$> 355 \sim 400$	-1350	-680	-400	-	-210	-125	-	-62	-	-18	0		-18	-28	-	+4	0
$> 400 \sim 450$	-1500	-760	-440	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0		-20	-32	-	+5	0
$> 450 \sim 500$	-1650	-840	-480	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0		-20	-32	-	+5	0

注：① 基本尺寸小于 1mm 时，各级 a 和 b 均不采用。

② js 的数值中，对 IT7 至 IT11，若  $IT_n$  的数值( $\mu\text{m}$ )为奇数，则取偏差 =  $\pm \frac{IT_n - 1}{2}$ 。



基本偏差	下 偏 差 ei													
代 号	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
标准公差等级	所 有 的 标 准 公 差 等 级													
基本尺寸 (mm)														
≤3	+2	+4	+6	+10	+14	—	+18	—	+20	—	+26	+32	+40	+60
>3~6	+4	+8	+12	+15	+19	—	+23	—	+28	—	+35	+42	+50	+80
>6~10	+6	+10	+15	+19	+23	—	+28	—	+34	—	+42	+52	+67	+97
>10~14	+7	+12	+18	+23	+28	—	+33	—	+40	—	+50	+64	+90	+130
>14~18	+7	+12	+18	+23	+28	—	+33	+39	+45	—	+60	+77	+108	+150
>18~24	+8	+15	+22	+28	+35	—	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
>24~30	—8	+15	+22	+28	+35	+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
>30~40	—9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
>40~50	+9	+17	+26	+34	+43	+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
>50~65	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
>65~80	+11	+20	+32	+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
>80~100	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
>100~120	+13	+23	+37	+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
>120~140	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
>140~160	+15	+27	+43	+65	+100	+134	+190	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
>160~180	+15	+27	+43	+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
>180~200	+17	+31	+50	+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
>200~225	+17	+31	+50	+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
>225~250	+17	+31	+50	+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350
>250~280	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1500
>280~315	+20	+34	+56	+98	+170	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700
>315~355	+21	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900
>355~400	+21	+37	+62	+114	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100
>400~450	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400
>450~500	+23	+40	+68	+132	+252	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600

附表 3-5 尺寸至 500mm 孔的基本偏差数值(摘自 GB/T 1800.3-1998)( $\mu\text{m}$ )

基本偏差		下 偏 差 EI											JS <sup>②</sup>
代 号		A <sup>①</sup>	B <sup>①</sup>	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	
标准公差 等级 基本尺寸 (mm)		所 有 的 公 差 等 级											
≤3		+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	偏差 = ± $\frac{IT_n}{2}$
>3~6		+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	
>6~10		+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	
>10~14		+290	+150	+95	—	+50	+32	—	+16	—	+6	0	
>14~18													
>18~24		+300	+160	+110	—	+65	+40	—	+20	—	+7	0	
>24~30													
>30~40		+310	+170	+120	—	+80	+50	—	+25	—	+9	0	
>40~50		+320	+180	+130									
>50~65		+340	+190	+140	—	+100	+60	—	+30	—	+10	0	
>65~80		+360	+200	+150									
>80~100		+380	+220	+170	—	+120	+72	—	+36	—	+12	0	
>100~120		+410	+240	+180									
>120~140		+460	+260	+200	—	+145	+85	—	+43	—	+14	0	
>140~160		+520	+280	+210									
>160~180		+580	+310	+230	—	+170	+100	—	+50	—	+15	0	
>180~200		+660	+340	+240									
>200~225		+740	+380	+260	—	+190	+110	—	+56	—	+17	0	
>225~250		+820	+420	+280									
>250~280		+920	+480	+300	—	+210	+125	—	+62	—	+18	0	
>280~315		+1050	+540	+330									
>315~355		+1200	+600	+360	—	+230	+135	—	+68	—	+20	0	
>355~400		+1350	+680	+400									
>400~450		+1500	+760	+440	—	+230	+135	—	+68	—	+20	0	
>450~500		+1650	+840	+480									

注：① 基本尺寸小于 1mm 时，A 和 B 及低于 8 级的 N 均不采用。

② JS 的数值中，对 IT7 至 IT11，若  $IT_n$  的数值( $\mu\text{m}$ )为奇数，则取偏差 =  $\pm \frac{IT_n - 1}{2}$ 。

(续表)

基本偏差		上 偏 差 ES												
代 号	J			K		M		N		P~ZC	P	R	S	
标准公差等级	IT6	IT7	IT8	≤IT8	>IT8	≤IT8 <sup>③</sup>	>IT8	≤IT8	>IT8 <sup>①</sup>	≤IT7	>IT7			
基本尺寸 (mm)											在低于 7 级的 相应数 值上增 加一个 Δ 值			
≤3	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4	-6		-10	-14	
>3~6	+5	+6	+10	-1+Δ	-	-4+Δ	-4	-8+Δ	0	-12		-15	-19	
>6~10	+5	+8	+12	-1+Δ	-	-6+Δ	-6	-10+Δ	0	-15		-19	-23	
>10~14	+6	+10	+15	-1+Δ	-	-7+Δ	-7	-12+Δ	0	-18		-23	-28	
>14~18														
>18~24	+8	+12	+20	-2+Δ	-	-8+Δ	-8	-15+Δ	0	-22		-28	-35	
>24~30														
>30~40	+10	+14	+24	-2+Δ	-	-9+Δ	-9	-17+Δ	0	-26		-34	-43	
>40~50														
>50~65	+13	+18	+28	-2+Δ	-	-11+Δ	-11	-20+Δ	0	-32		-41	-53	
>65~80												-43	-59	
>80~100	+16	+22	+34	-3+Δ	-	-13+Δ	-13	-23+Δ	0	-37		-51	-71	
>100~120												-54	-79	
>120~140	+18	+26	+41	-3+Δ	-	-15+Δ	-15	-27+Δ	0	-43		-63	-92	
>140~160												-65	-100	
>160~180												-68	-108	
>180~200	+22	+30	+47	-4+Δ	-	-17+Δ	-17	-31+Δ	0	-50		-77	-122	
>200~225												-80	-130	
>225~250												-84	-140	
>250~280	+25	+36	+55	-4+Δ	-	-20+Δ	-20	-34+Δ	0	-56		-94	-158	
>280~315												-98	-170	
>315~355	+29	+39	+60	-4+Δ	-	-21+Δ	-21	-37+Δ	0	-62		-108	-190	
>355~400												-114	-208	
>400~450	+33	+43	+60	-5+Δ	-	-23+Δ	-23	-40+Δ	0	-68		-126	-232	
>450~500											-132	-252		

注：③ 特殊情况，当基本尺寸大于 250 至 315mm 时，M6 的 ES 等于 -9(代替 -11)。

(续表)

基本偏差	偏 差 ES									$\Delta = IT_n - IT_{n-1}$					
代 号	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC						
标准公差等级 基本尺寸 (mm)	$>IT7$ (标准公差等级为 IT8、IT9、...、IT18)									孔的标准公差等级					
										3	4	5	6	7	8
$\leq 3$	-	-18	-	-20	-	-26	-32	-40	-60	$\Delta = 0$					
$>3 \sim 6$	-	-23	-	-28	-	-35	-42	-50	-80	1	1.5	1	3	4	6
$>6 \sim 10$	-	-28	-	-34	-	-42	-52	-67	-97	1	1.5	2	3	6	7
$>10 \sim 14$	-	-33	-	-40	-	-50	-64	-90	-130	1	2	3	3	7	9
$>14 \sim 18$			-39	-45	-	-60	-77	-108	-150						
$>18 \sim 24$	-	-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188	1.5	2	3	4	8	12
$>24 \sim 30$	-41	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218						
$>30 \sim 40$	-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-274	1.5	3	4	5	9	14
$>40 \sim 50$	-54	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-325						
$>50 \sim 65$	-66	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405	2	3	5	6	11	16
$>65 \sim 80$	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480						
$>80 \sim 100$	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585	2	4	5	7	13	19
$>100 \sim 120$	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690						
$>120 \sim 140$	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800	3	4	6	7	15	23
$>140 \sim 160$	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900						
$>160 \sim 180$	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-780	-1000						
$>180 \sim 200$	-166	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150	3	4	6	9	17	26
$>200 \sim 225$	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	-1250						
$>225 \sim 250$	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050	-1350						
$>250 \sim 280$	-218	-315	-385	-475	-580	-710	-920	-1200	-1550	4	4	7	9	20	29
$>280 \sim 315$	-240	-350	-425	-525	-650	-790	-1000	-1300	-1700						
$>315 \sim 355$	-268	-390	-475	-590	-730	-900	-1150	-1500	-1900						
$>355 \sim 400$	-294	-435	-530	-660	-820	-1000	-1300	-1650	-2100	4	5	7	11	21	32
$>400 \sim 450$	-330	-490	-595	-740	-920	-1100	-1450	-1850	-2400						
$>450 \sim 500$	-360	-540	-660	-820	-1000	-1250	-1600	-2100	-2600						

注：④ 对 8 级及 8 级以上的 K、M、N 和 7 级及 7 级以上的 P 至 ZC，所需  $\Delta$  值从表内右侧栏选取。例如：大于 6 至 10mm 的 P6， $\Delta = 3$ ，所以  $ES = -15 + 3 = -12\mu m$ 。

附表 3-6 孔的优先公差带的极限偏差(摘自 GB/T 1800.4-1999)( $\mu\text{m}$ )

基本尺寸(mm)	公 差 带												
	C11	D9	F8	G7	H7	H8	H9	H11	K7	N7	P7	S7	U7
$\leq 3$	+120 +60	+45 +20	+20 +6	+12 +2	+10 0	+14 0	+25 0	+60 0	0 -10	-4 -14	-6 -16	-14 -24	-18 -28
$>3\sim 6$	+145 +70	+60 +30	+28 +10	+16 +4	+12 0	+18 0	+30 0	+75 0	+3 -9	-4 -16	-8 -20	-15 -27	-19 -31
$>6\sim 10$	+170 +80	+76 +40	+35 +13	+20 +5	+15 0	+22 0	+36 0	+90 0	+5 -10	-4 -19	-9 -24	-17 -32	-22 -37
$>10\sim 14$	+205	+93	+43	+24	+18	+27	+43	+110	+6	-5	-11	-21	-26
$>14\sim 18$	+95	+50	+16	+6	0	0	0	0	-12	-23	-29	-39	-44
$>18\sim 24$	+240	+117	+53	+28	+21	+33	+52	+130	+6	-7	-14	-27	-33 -54
$>24\sim 30$	+110	+65	+20	+7	0	0	0	0	-15	-28	-35	-48	-40 -61
$>30\sim 40$	+280 +120	+142	+64	+34	+25	+39	+62	+160	+7	-8	-17	-34	-51 -76
$>40\sim 50$	+290 +130	+80	+25	+9	0	0	0	0	-18	-33	-42	-59	-61 -86
$>50\sim 65$	+330 +140	+174	+76	+40	+30	+46	+74	+190	+9	-9	-21	-42 -72	-76 -106
$>65\sim 80$	+340 +150	+100	+30	+10	0	0	0	0	-21	-39	-51	-48 -78	-91 -121
$>80\sim 100$	+390 +170	+207	+90	+47	+35	+54	+87	+220	+10	-10	-24	-58 -93	-111 -146
$>100\sim 120$	+400 +180	+120	+36	+12	0	0	0	0	-25	-45	-59	-66 -101	-131 -166
$>120\sim 140$	+450 +200	+245	+106	+54	+40	+63	+100	+250	+12	-12	-23	-77 -117	-135 -195
$>140\sim 160$	+460 +210											-85 -125	-175 -215
$>160\sim 180$	+480 +230	+145	+43	+14	0	0	0	0	-28	-52	-68	-93 -133	-195 -235
$>180\sim 200$	+530 +240	+285	+122	+61	+46	+72	+115	+290	+13	-14	-33	-105 -151	-219 -265
$>200\sim 225$	+550 +260											-113 -159	-241 -287
$>225\sim 250$	+570 +280	+170	+50	+15	0	0	0	0	-33	-60	-79	-123 -169	-267 -313
$>250\sim 280$	+620 +300	+320	+137	+69	+52	+81	+130	+320	+16	-14	-36	-138 -190	-295 -347
$>280\sim 315$	+650 +330	+190	+56	+17	0	0	0	0	-36	-66	-88	-150 -202	-330 -382
$>315\sim 355$	+720 +360	+350	+151	+75	+57	+89	+140	+360	+17	-16	-41	-169 -226	-369 -426
$>355\sim 400$	+760 +400	+210	+62	+18	0	0	0	0	-40	-73	-98	-187 -244	-414 -471
$>400\sim 450$	+840 +440	+385	+165	+83	+63	+97	+155	+400	+18	-17	-45	-209 -272	-467 -530
$>450\sim 500$	+880 +480	+230	+68	+20	0	0	0	0	-45	-80	-108	-229 -292	-517 -580

附表 3-7 轴的优先公差带的极限偏差(摘自 GB/T 1800.4—1999)( $\mu\text{m}$ )

基本尺寸(mm)	公 差 带													
	c11	d9	f7	g6	h6	h7	h9	h11	k6	n6	p6	s6	u6	
$\leq 3$	-60 -120	-20 -45	-6 -16	-2 -8	0 -6	0 -10	0 -25	0 -60	+6 0	+10 +4	+12 +6	+20 +14	+24 +18	
$> 3 \sim 6$	-70 -145	-30 -60	-10 -22	-4 -12	0 -8	0 -12	0 -30	0 -75	+9 +1	+16 +8	+20 +12	+27 +19	+31 +23	
$> 6 \sim 10$	-80 -170	-40 -76	-13 -28	-5 -14	0 -9	0 -15	0 -36	0 -90	+10 +1	+19 +10	+24 +15	+32 +20	+37 +28	
$> 10 \sim 14$	-95	-50	-16	-6	0	0	0	0	+12	+23	+29	+39	+44	
$> 14 \sim 18$	-205	-93	-34	-17	-11	-18	-43	-110	+1	+12	+18	+28	+33	
$> 18 \sim 24$	-110	-65	-20	-7	0	0	0	0	+15	+28	+35	+48	+54 +41	
$> 24 \sim 30$	-240	-117	-41	-20	-13	-21	-52	-130	+2	+15	+22	+35	+61 +48	
$> 30 \sim 40$	-120 -280	-80	-25	-9	0	0	0	0	+18	+33	+42	+59	+76 +60	
$> 40 \sim 50$	-130 -290	-142	-50	-25	-16	-25	-62	-160	+2	+17	+26	+43	+86 +70	
$> 50 \sim 65$	-140 -330	-100	-30	-10	0	0	0	0	+21	+39	+51	+72 +53	+106 +87	
$> 65 \sim 80$	-150 -340	-174	-60	-29	-19	-30	-74	-190	+2	+20	+32	+78 +59	+121 +102	
$> 80 \sim 100$	-170 -390	-120	-36	-12	0	0	0	0	+25	+45	+59	+93 +71	+146 +124	
$> 100 \sim 120$	-180 -400	-207	-71	-34	-22	-35	-87	-220	+3	+23	+37	+101 +79	+166 +144	
$> 120 \sim 140$	-200 -450	-145	-43	-14	0	0	0	0	+28	+52	+68	+117 +92	+195 +170	
$> 140 \sim 160$	-210 -460											+125 +100	+215 +190	
$> 160 \sim 180$	-230 -480	-245	-83	-39	-25	-40	-100	-250	+3	+27	+43	+133 +108	+235 +210	
$> 180 \sim 200$	-240 -530	-170	-50	-15	0	0	0	0	+33	+60	+79	+151 +122	+265 +236	
$> 200 \sim 225$	-260 -550											+159 +130	+287 +258	
$> 225 \sim 250$	-280 -570	-285	-96	-44	-29	-46	-115	-290	+4	+31	+50	+169 +140	+313 +284	
$> 250 \sim 280$	-300 -620	-190	-56	-17	0	0	0	0	+36	+66	+88	+190 +158	+347 +315	
$> 280 \sim 315$	-330 -650	-320	-108	-49	-32	-52	-130	-320	+4	+34	+56	+202 +170	+382 +350	
$> 315 \sim 355$	-360 -720	-210	-62	-18	0	0	0	0	+40	+73	+98	+226 +190	+426 +390	
$> 355 \sim 400$	-400 -760	-350	-119	-54	-36	-57	-140	-360	+4	+37	+62	+244 +208	+471 +435	
$> 400 \sim 450$	-440 -840	-230	-63	-20	0	0	0	0	+45	+80	+108	+272 +232	+530 +490	
$> 450 \sim 500$	-480 -880	-385	-131	-60	-40	-63	-155	-400	+5	+40	+68	+292 +252	+580 +540	

附表 3-8 基孔制与基轴制优先配合的极限间隙或极限过盈(摘自 GB/T 1801—1999)( $\mu\text{m}$ )

附表 3-8 基孔制与基轴制优先配合的极限与公差														
基 孔 制		$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H8}{f7}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H9}{h9}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11}{h11}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{u6}$
基 轴 制		$\frac{G7}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{F8}{h7}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{D9}{h9}$	$\frac{H9}{h9}$	$\frac{C11}{h11}$	$\frac{H11}{h11}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{S7}{h6}$	$\frac{U7}{h6}$
基 本 尺 寸  (mm)	>10~18	+35 +6	+29 0	+61 +16	+45 0	+136 +50	+86 0	+315 +95	+220 0	+17 -12	+6 -23	0 -29	-10 -39	-15 -44
	>18~24	+41	+34	+74	+54	+169	+104	+370	+260	+19	+6	-1	-14	-20 -54
	>24~30	+7	0	+20	0	+65	0	+110	0	-15	-28	-35	-48	-27 -61
	>30~40	+50	+41	+89	+64	+204	+124	+440 +120	+320	+23	+8	-1	-18	-35 -76
	>40~50	+9	0	+25	0	+80	0	+450 +130	0	-18	-33	-42	-59	-45 -86
	>50~65	+59	+49	+106	+76	+248	+148	+520 +140	+380	+28	+10	-2	-23 -72	-57 -106
	>65~80	+10	0	+30	0	+100	0	+530 +150	0	-21	-39	-51	-29 -78	-72 -121
	>80~100	+69	+57	+125	+89	+294	+174	+610 +170	+440	+32	+12	-2	-36 -93	-89 -146
	>100~120	+12	0	+36	0	+120	0	+620 +180	0	-25	-45	-59	-44 -101	-109 -166
	>120~140	+79	+65	+146	+103	+345	+200	+700 +200	+500	+37	+13	-3	-52 -117	-130 -195
	>140~160							+710 +210					-60 -125	-150 -215
	>160~180	+14	0	+43	0	+145	0	+730 +230	0	-28	-52	-68	-68 -133	-170 -230

附表 3-9 未注公差线性尺寸的极限偏差数值(摘自 GB/T 1804—92)(mm)

公差等级	尺 寸 分 段							
	0.5~3	>3~6	>6~30	>30~120	>120~400	>400~1000	>1000~2000	>2000~4000
f(精密级)	$\pm 0.05$	$\pm 0.05$	$\pm 0.1$	$\pm 0.15$	$\pm 0.2$	$\pm 0.3$	$\pm 0.5$	—
m(中等级)	$\pm 0.1$	$\pm 0.1$	$\pm 0.2$	$\pm 0.3$	$\pm 0.5$	$\pm 0.8$	$\pm 1.2$	$\pm 2$
c(粗糙级)	$\pm 0.2$	$\pm 0.3$	$\pm 0.5$	$\pm 0.8$	$\pm 1.2$	$\pm 2$	$\pm 3$	$\pm 4$
v(最粗级)	—	$\pm 0.5$	$\pm 1$	$\pm 1.5$	$\pm 2.5$	$\pm 4$	$\pm 6$	$\pm 8$

附表 3-10 倒圆半径与倒角高度尺寸的极限偏差数值(摘自 GB/T 1804—92)(mm)

公差等级	尺 寸 分 段			
	0.5~3	>3~6	>6~30	>30
f(精密级)	$\pm 0.2$	$\pm 0.5$	$\pm 1$	$\pm 2$
m(中等级)				
c(粗糙级)	$\pm 0.4$	$\pm 1$	$\pm 2$	$\pm 4$
v(最粗级)				

注：倒圆半径与倒角高度的含义参见国家标准 GB 6403.4《零件倒圆与倒角》。

附表 4-1 直线度、平面度公差值(摘自 GB/T1184—1996)

主 参 数 (mm)	公 差 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	公差值( $\mu\text{m}$ )											
$\leq 10$	0.2	0.4	0.8	1.2	2	3	5	8	12	20	30	60
$>10\sim 16$	0.25	0.5	1	1.5	2.5	4	6	10	15	25	40	80
$>16\sim 25$	0.3	0.6	1.2	2	3	5	8	12	20	30	50	100
$>25\sim 40$	0.4	0.8	1.5	2.5	4	6	10	15	25	40	60	120
$>40\sim 63$	0.5	1	2	3	5	8	12	20	30	50	80	150
$>63\sim 100$	0.6	1.2	2.5	4	6	10	15	25	40	60	100	200
$>100\sim 160$	0.8	1.5	3	5	8	12	20	30	50	80	120	250
$>160\sim 250$	1	2	4	6	10	15	25	40	60	100	150	300
$>250\sim 400$	1.2	2.5	5	8	12	20	30	50	80	120	200	400
$>400\sim 630$	1.5	3	6	10	15	25	40	60	100	150	250	500
$>630\sim 1000$	2	4	8	12	20	30	50	80	120	200	300	600

注：棱线和回转表面的轴线、素线以其长度的基本尺寸作为主参数；矩形平面以其较长边、圆平面以其直径的基本尺寸作为主参数。

附表 4-2 圆度、圆柱度公差值(摘自 GB/T1184—1996)

主参数 (mm)	公 差 等 级												
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	公差值(μm)												
≤3	0.1	0.2	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25
>3~6	0.1	0.2	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30
>6~10	0.12	0.25	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36
>10~18	0.15	0.25	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43
>18~30	0.2	0.3	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52
>30~50	0.25	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62
>50~80	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74
>80~120	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87
>120~180	0.6	1	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100
>180~250	0.8	1.2	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115
>250~315	1.0	1.6	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130
>315~400	1.2	2	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140
>400~500	1.5	2.5	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155

注：回转表面、球、圆以其直径的基本尺寸作为主参数。



附表 4-3 平行度、垂直度、倾斜度公差值(摘自 GB/T1184—1996)

主 参 数 (mm)	公 差 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	公差值( $\mu\text{m}$ )											
$\leq 10$	0.4	0.8	1.5	3	5	8	12	20	30	50	80	120
$>10\sim 16$	0.5	1	2	4	6	10	15	25	40	60	100	150
$>16\sim 25$	0.6	1.2	2.5	5	8	12	20	30	50	80	120	200
$>25\sim 40$	0.8	1.5	3	6	10	15	25	40	60	100	150	250
$>40\sim 63$	1	2	4	8	12	20	30	50	80	120	200	300
$>63\sim 100$	1.2	2.5	5	10	15	25	40	60	100	150	250	400
$>100\sim 160$	1.5	3	6	12	20	30	50	80	120	200	300	500
$>160\sim 250$	2	4	8	15	25	40	60	100	150	250	400	600
$>250\sim 400$	2.5	5	10	20	30	50	80	120	200	300	500	800
$>400\sim 630$	3	6	12	25	40	60	100	150	250	400	600	1000
$>630\sim 1000$	4	8	15	30	50	80	120	200	300	500	800	1200

注：被测要素以其长度或直径的基本尺寸作为主参数。

附表 4-4 同轴度、对称度、圆跳动、全跳动公差值(摘自 GB/T1184—1996)

主 参 数 (mm)	公 差 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	公差值( $\mu\text{m}$ )											
$\leq 1$	0.4	0.6	1.0	1.5	2.5	4	6	10	15	25	40	60
$>1\sim 3$	0.4	0.6	1.0	1.5	2.5	4	6	10	20	40	60	120
$>3\sim 6$	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	12	25	50	80	150
$>6\sim 10$	0.6	1	1.5	2.5	4	6	10	15	30	60	100	200
$>10\sim 18$	0.8	1.2	2	3	5	8	12	20	40	80	120	250
$>18\sim 30$	1	1.5	2.5	4	6	10	15	25	50	100	150	300
$>30\sim 50$	1.2	2	3	5	8	12	20	30	60	120	200	400
$>50\sim 120$	1.5	2.5	4	6	10	15	25	40	80	150	250	500
$>120\sim 250$	2	3	5	8	12	20	30	50	100	200	300	600
$>250\sim 500$	2.5	4	6	10	15	25	40	60	120	250	400	800

注：被测要素以其直径或宽度的基本尺寸作为主参数。

附表 4-5 位置度公差值数系(摘自 GB/T1184—1996)( $\mu\text{m}$ )

优先数系	1	1.2	1.6	2	2.5	3	4	5	6	8
	$1 \times 10^n$	$1.2 \times 10^n$	$1.6 \times 10^n$	$2 \times 10^n$	$2.5 \times 10^n$	$3 \times 10^n$	$4 \times 10^n$	$5 \times 10^n$	$6 \times 10^n$	$8 \times 10^n$

注:  $n$  为正整数。

附表 4-6 直线度和平面度的未注公差值(摘自 GB/T 1184—1996)(mm)

公差等级	基本长度范围					
	$\leq 10$	$>10 \sim 30$	$>30 \sim 100$	$>100 \sim 300$	$>300 \sim 1000$	$>1000 \sim 3000$
H	0.02	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4
K	0.05	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8
L	0.1	0.2	0.4	0.8	1.2	1.6

注: 对于直线度, 应按其相应线的长度选择公差值。对于平面度, 应按其表面的较长一侧或圆表面的直径选择公差值。

附表 4-7 垂直度未注公差值(摘自 GB/T 1184—1996)(mm)

公差等级	基本长度范围			
	$\leq 100$	$>100 \sim 300$	$>300 \sim 1000$	$>1000 \sim 3000$
H	0.2	0.3	0.4	0.5
K	0.4	0.6	0.8	1
L	0.6	1	1.5	2

注: 取形成直角的两边中较长的一边作为基准要素, 较短的一边作为被测要素; 若两边的长度相等, 则可取其中的任意一边作为基准要素。

附表 4-8 对称度未注公差值(摘自 GB/T 1184—1996)(mm)

公差等级	基本长度范围			
	$\leq 100$	$>100 \sim 300$	$>300 \sim 1000$	$>1000 \sim 3000$
H	0.5			
K	0.6		0.8	1
L	0.6	1	1.5	2

注: 取两要素中较长者作为基准要素, 较短者作为被测要素; 若两要素的长度相等, 则可取其中的任一要素作为基准要素。

附表 4-9 圆跳动的未注公差值(摘自 GB/T 1184—1996)(mm)

公差等级	圆跳动公差值
H	0.1
K	0.2
L	0.5

注: 本表也可用于同轴度的未注公差值。应以设计或工艺给出的支承面作为基准要素, 否则取两要素中较长者作为基准要素。若两要素的长度相等, 则可取其中的任一要素作为基准要素。

附表 5-1 取样长度和评定长度的选用值(摘自 GB/T 1031—1995)

$R_a(\mu\text{m})$	$R_z, R_y(\mu\text{m})$	取样长度 $l(\text{mm})$	评定长度 $l_n(\text{mm})$
$>0.003\sim0.02$	$>0.025\sim0.10$	0.08	0.4
$>0.02\sim0.1$	$>0.10\sim0.50$	0.25	1.25
$>0.1\sim2.0$	$>0.50\sim10.0$	0.8	4.0
$>2.0\sim10.0$	$>10.0\sim50.0$	2.5	12.5
$>10.0\sim80.0$	$>50\sim320$	8.0	40.0

附表 5-2 轮廓算术平均偏差  $R_a$  的数值(摘自 GB/T 1031—1995)( $\mu\text{m}$ )

第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列
	0.008	0.100			1.25		16.0
	0.010		0.125	1.60			20
0.012			0.160		2.0	25	
	0.016	0.20			2.5		32
	0.020		0.25	3.2			40
0.025			0.32		4.0	50	
	0.032	0.40			5.0		63
	0.040		0.50	6.3			80
0.050			0.63		8.0	100	
	0.063	0.80			10.0		
	0.080		1.00	12.5			

附表 5-3 微观不平度十点高度  $R_z$ 、轮廓最大高度  $R_y$  的数值(摘自 GB/T 1031—1995)( $\mu\text{m}$ )

第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列
0.025			0.25		2.5	25			250
	0.032		0.32	3.2			32		320
	0.040	0.40			4.0		40	400	
0.050			0.50		5.0	50			500
	0.063		0.63	6.3			63		630
	0.080	0.80			8.0		80	800	
0.100			1.0		10.0	100			1000
	0.125		1.25	12.5			125		1250
	0.160	1.60			16.0		160	1600	
0.20			2.0		20	200			

附表 5-4 微观不平度的平均间距  $S_a$  和轮廓单峰的平均间距  $S$  的数值(摘自 GB/T 1031—1995)(mm)

第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列
	0.002	0.025			0.25		2.5
	0.003		0.032		0.32	3.2	
	0.004		0.040	0.40			4.0
	0.005	0.050			0.50		5.0
0.006			0.063		0.63	6.3	
	0.008		0.080	0.80			8.0
	0.010	0.100			1.00		10.0
0.0125			0.125		1.25	12.5	
	0.016		0.160	1.60			
	0.020	0.20			2.0		

附表 5-5 轮廓支承长度率  $t_p$  的数值(摘自 GB/T 1031—1995)

10%	15%	20%	25%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

注：选用支承长度率  $t_p$  时，必须同时给出轮廓水平截距  $c$  的数值。 $c$  值采用  $R_z$  的百分比表示，其系列如下：5%，10%，15%，20%，25%，30%，40%，50%，60%，70%，80%，90%。

附表 6-1 轴颈和外壳孔的形位公差值(摘自 GB/T 275—93)

基本尺寸 (mm)	圆柱度公差值				端面圆跳动公差值			
	轴 颈		外壳孔		轴 肩		外壳孔肩	
	滚 动 轴 承 公 差 等 级							
	0	6(5x)	0	6(6x)	0	6(6x)	0	6(6x)
	公 差 值 (μm)							
≤6	2.5	1.5	4	2.5	5	3	8	5
>6~10	2.5	1.5	4	2.5	6	4	10	6
>10~18	3.0	2.0	5	3.0	8	5	12	8
>18~30	4.0	2.5	6	4.0	10	6	15	10
>30~50	4.0	2.5	7	4.0	12	8	20	12
>50~80	5.0	3.0	8	5.0	15	10	25	15
>80~120	6.0	4.0	10	6.0	15	10	25	15
>120~180	8.0	5.0	12	8.0	20	12	30	20
>180~250	10.0	7.0	14	10.0	20	12	30	20
>250~315	12.0	8.0	16	12.0	25	15	40	25
>315~400	13.0	9.0	18	13.0	25	15	40	25
>400~500	15.0	10.0	20	15.0	25	15	40	25

附表 6-2 轴颈和外壳孔配合面的表面粗糙度参数值(摘自 GB/T 275-93)

轴颈或外壳孔的直径 (mm)	轴颈或外壳孔配合面直径的标准公差等级								
	IT7			IT6			IT5		
	表面粗糙度参数值(μm)								
	R <sub>z</sub>	R <sub>a</sub>		R <sub>z</sub>	R <sub>a</sub>		R <sub>z</sub>	R <sub>a</sub>	
		磨	车		磨	车		磨	车
≤80	10	1.6	3.2	6.3	0.8	1.6	4	0.4	0.8
>80~500	16	1.6	3.2	10	1.6	3.2	6.3	0.8	1.6
端 面	25	3.2	6.3	25	3.2	6.3	10	1.6	3.2

附表 7-1 光滑极限量规定形尺寸公差  $T$  和通规定形尺寸公差带的中心到  
工件量大实体尺寸之间的距离  $Z$  值(摘自 GB 1957-81)( $\mu\text{m}$ )

工件基本尺寸 (mm)	IT6			IT7			IT8			IT9			IT10			IT11			IT12		
	IT6	$T$	$Z$	IT7	$T$	$Z$	IT8	$T$	$Z$	IT9	$T$	$Z$	IT10	$T$	$Z$	IT11	$T$	$Z$	IT12	$T$	$Z$
$\leq 3$	6	1	1	10	1.2	1.6	14	1.6	2	25	2	3	40	2.4	4	60	3	6	100	4	9
$> 3 \sim 6$	8	1.2	1.4	12	1.4	2	18	2	2.6	30	2.4	4	48	3	5	75	4	8	120	5	11
$> 6 \sim 10$	9	1.4	1.6	15	1.8	2.4	22	2.4	3.2	36	2.8	5	58	3.6	6	90	5	9	150	6	13
$> 10 \sim 18$	11	1.6	2	18	2	2.8	27	2.8	4	43	3.4	6	70	4	8	110	6	11	180	7	15
$> 18 \sim 30$	13	2	2.4	21	2.4	3.4	33	3.4	5	52	4	7	84	5	9	130	7	13	210	8	18
$> 30 \sim 50$	16	2.4	2.8	25	3	4	39	4	6	62	5	8	100	6	11	160	8	16	250	10	22
$> 50 \sim 80$	19	2.8	3.4	30	3.6	4.6	46	4.6	7	74	6	9	120	7	13	190	9	19	300	12	26
$> 80 \sim 120$	22	3.2	3.8	35	4.2	5.4	54	5.4	8	87	7	10	140	8	15	220	10	22	350	14	30

附表 7-2 量规工作面的表面粗糙度参数  $R_a$  值

工 作 量 规	工 件 基 本 尺 寸 (mm)		
	$\leq 120$	$> 120 \sim 315$	$> 315 \sim 500$
	$R_a(\mu\text{m})$		
IT6 级孔用量规	$\leq 0.025$	$\leq 0.05$	$\leq 5.1$
IT6 至 IT9 级轴用量规 IT7 至 IT9 级孔用量规	$\leq 0.05$	$\leq 0.1$	$\leq 0.2$
IT10 至 IT12 级孔、轴用量规	$\leq 0.1$	$\leq 0.2$	$\leq 0.4$
IT13 至 IT16 级孔、轴用量规	$\leq 0.2$	$\leq 0.4$	$\leq 0.4$

附表 7-3 安全裕度 A 与计量器具的测量不确定度允许值  $u_1$  (摘自 GB/T 3177—1997) ( $\mu\text{m}$ )

孔、轴的标准公差等级		6					7					8					9				
基本尺寸(mm)		T	A	$u_1$			T	A	$u_1$			T	A	$u_1$			T	A	$u_1$		
大于	至			I	II	III			I	II	III			I	II	III			I	II	III
—	3	6	0.6	0.54	0.9	1.4	10	1.0	0.9	1.5	2.3	14	1.4	1.3	2.1	3.2	25	2.5	2.3	3.8	5.6
3	6	8	0.8	0.72	1.2	1.8	12	1.2	1.1	1.8	2.7	18	1.8	1.6	2.7	4.1	30	3.0	2.7	4.5	6.8
6	10	9	0.9	0.81	1.4	2.0	15	1.5	1.4	2.3	3.4	22	2.2	2.0	3.3	5.0	36	3.6	3.3	5.4	8.1
10	18	11	1.1	1.0	1.7	2.5	18	1.8	1.7	2.7	4.1	27	2.7	2.4	4.1	6.1	43	4.3	3.9	6.5	9.7
18	30	13	1.3	1.2	2.0	2.9	21	2.1	1.9	3.2	4.7	33	3.3	3.0	5.0	7.4	52	5.2	4.7	7.8	12
30	50	16	1.6	1.4	2.4	3.6	25	2.5	2.3	3.8	5.6	39	3.9	3.5	5.9	8.8	62	6.2	5.6	9.3	14
50	80	19	1.9	1.7	2.9	4.3	30	3.0	2.7	4.5	6.8	46	4.6	4.1	6.9	10	74	7.4	6.7	11	17
80	120	22	2.2	2.0	3.3	5.0	35	3.5	3.2	5.3	7.9	54	5.4	4.9	8.1	12	87	8.7	7.8	13	20
120	180	25	2.5	2.3	3.8	5.6	40	4.0	3.6	6.0	9.0	63	6.3	5.7	9.5	14	100	10	9.0	15	23
180	250	29	2.9	2.6	4.4	6.5	46	4.6	4.1	6.9	10	72	7.2	6.5	11	16	115	12	10	17	26
250	315	32	3.2	2.9	4.8	7.2	52	5.2	4.7	7.8	12	81	8.1	7.3	12	18	130	13	12	19	29
315	400	36	3.6	3.2	5.4	8.1	57	5.7	5.1	8.4	13	89	8.9	8.0	13	20	140	14	13	21	32
400	500	40	4.0	3.6	6.0	9.0	63	6.3	5.7	9.5	14	97	9.7	8.7	15	22	155	16	14	23	35

孔、轴的标准公差等级		10					11					12					13				
基本尺寸(mm)		T	A	$u_1$			T	A	$u_1$			T	A	$u_1$			T	A	$u_1$		
大于	至			I	II	III			I	II	III			I	II	III			I	II	III
—	3	40	4.0	3.6	6.0	9.0	60	6.0	5.4	9.0	14	100	10	9.0	15		140	14	13		21
3	6	48	4.8	4.3	7.2	11	75	7.5	6.8	11	17	120	12	11	18		180	18	16		27
6	10	58	5.8	5.2	8.7	13	90	9.0	8.1	14	20	150	15	14	23		220	22	20		33
10	18	70	7.0	6.3	11	16	110	11	10	17	25	180	18	16	27		270	27	24		41
18	30	84	8.4	7.6	13	19	130	13	12	20	29	210	21	19	32		330	33	30		50
30	50	100	10	9.0	15	23	160	16	14	24	36	250	25	23	38		390	39	35		59
50	80	120	12	11	18	27	190	19	17	29	43	300	30	27	45		460	46	41		69
80	120	140	14	13	21	32	220	22	20	33	50	350	35	32	53		540	54	49		81
120	180	160	16	15	24	36	250	25	23	38	56	400	40	36	60		630	63	57		95
180	250	185	18	17	28	42	290	29	26	44	65	460	46	41	69		720	72	65		110
250	315	210	21	19	32	47	320	32	29	48	72	520	52	47	78		810	81	73		120
315	400	230	23	21	35	52	360	36	32	54	81	570	57	51	86		890	89	80		130
400	500	250	25	23	38	56	400	40	36	60	90	630	63	57	95		970	97	87		150

孔、轴的标准公差等级		14					15					16					17					18				
基本尺寸(mm)		T	A	$u_1$			T	A	$u_1$			T	A	$u_1$			T	A	$u_1$			T	A	$u_1$		
大于	至			I	II	III			I	II	III			I	II	III			I	II	III			I	II	III
—	3	250	25	23	38	400	40	36	60	600	60	54	90	1000	100	90	150	1400	140	135	210					
3	6	300	30	27	45	480	48	43	72	750	75	68	110	1200	120	110	180	1800	180	160	270					
6	10	360	36	32	54	580	58	52	87	900	90	81	140	1500	150	140	230	2200	220	200	330					
10	18	430	43	39	65	700	70	63	110	1100	110	100	170	1800	180	160	270	2700	270	240	400					
18	30	520	52	47	78	840	84	76	130	1300	130	120	200	2100	210	190	320	3300	330	300	490					
30	50	620	62	56	93	1000	100	90	150	1600	160	140	240	2500	250	220	380	3900	390	350	580					
50	80	740	74	67	110	1200	120	110	180	1900	190	170	290	3000	300	270	450	4600	460	410	690					
80	120	870	87	78	130	1400	140	130	210	2200	220	200	330	3500	350	320	530	5400	540	480	810					
120	180	1000	100	90	150	1600	160	150	240	2500	250	230	380	4000	400	360	600	6300	630	570	940					
180	250	1150	115	100	170	1850	180	170	280	2900	290	260	440	4600	460	410	690	7200	720	650	1080					
250	315	1300	130	120	190	2100	210	190	320	3200	320	290	480	5200	520	470	780	8100	810	730	1210					
315	400	1400	140	130	210	2300	230	210	350	3600	360	320	540	5700	570	510	850	8900	890	800	1330					
400	500	1500	150	140	230	2500	250	230	380	4000	400	360	600	6300	630	570	950	9700	970	870	1450					

注：T—孔、轴的尺寸公差。

附表 7-4 千分尺和游标卡尺的测量不确定度(摘自 JB/Z181-82)

尺寸范围 (mm)	分度值 0.01mm 外径千分尺	分度值 0.01mm 内径千分尺	分度值 0.02mm 游标卡尺	分度值 0.05mm 游标卡尺
	不 确 定 度 $u'_1$ (mm)			
≤50	0.004	0.008	0.020	0.050
>50~100	0.005			
>100~150	0.006			
>150~200	0.007	0.013		

注: ① 当采用比较测量时,千分尺的不确定度可小于本表规定的数值。

② 当所选用的计量器具的  $u'_1 > u_1$  时,需按  $u'_1$  计算出扩大的安全裕度  $A'$  ( $A' = \frac{u'_1}{0.3}$ );当  $A'$  不超过工件公差 15% 时,允许选用该计量器具。此时需按  $A'$  数值确定上、下验收极限。

附表 7-5 比较仪的测量不确定度(摘自 JB/Z181-82)

尺寸范围 (mm)	分度值为 0.0005mm	分度值为 0.001mm	分度值为 0.002mm	分度值为 0.005mm
	不 确 定 度 $u_1'$ (mm)			
≤25	0.0006	0.0010	0.0017	0.0030
>25~40	0.0007		0.0018	
>40~65	0.0008	0.0011		
>65~90	0.0008			
>90~115	0.0009	0.0012	0.0019	

注: ① 本表规定的数值是指测量时,使用的标准器由四块 1 级(或 4 等)量块组成的数值。

② 分度值 0.0005、0.001、0.002 和 0.005mm 分别相当于放大倍数 2000 倍、1000 倍、400 倍和 250 倍。

附表 7-6 指示表的测量不确定度(摘自 JB/Z181-82)

尺寸范围 (mm)	分度值为 0.001mm 的 千分表(0 级在全程范 围内,1 级在 0.2mm 内),分度值为 0.002mm 的千分表(在 1 转范围内)	分度值为 0.001、 0.002、0.005mm 的 千分表(1 级在全程范 围内),分度值为 0.01mm 的百分表(0 级在任意 1mm 内)	分度值为 0.01mm 的 百分表(0 级在全程范 围内),1 级在任意 1mm 内)	分度值为 0.01mm 的 百分表(1 级在全程范 围内)
	不 确 定 度 $u'_1$ (mm)			
≤25	0.005	0.010	0.018	0.030
>25~40				
>40~65				
>65~90				
>90~115				

注: 本表规定的数值是指测量时,使用的标准器由四块 1 级(或 4 等)量块组成的数值。

附表 8-1 圆锥角公差(摘自 GB11334—89)

基本圆锥长度 $L$ (mm)	AT5			AT6			AT7		
	AT <sub>a</sub>		AT <sub>D</sub>	AT <sub>a</sub>		AT <sub>D</sub>	AT <sub>a</sub>		AT <sub>D</sub>
	$\mu\text{rad}$	(')(")	$\mu\text{m}$	$\mu\text{rad}$	(')(")	$\mu\text{m}$	$\mu\text{rad}$	(')(")	$\mu\text{m}$
>25~40	160	33"	>4.0~6.3	250	52"	>6.3~10.0	400	1'22"	>10.0~16.0
>40~63	125	26"	>5.0~8.0	200	41"	>8.0~12.5	315	1'05"	>12.5~20.0
>63~100	100	21"	>6.3~10.0	160	33"	>10.0~16.0	250	52"	>16.0~25.0
>100~160	80	16"	>8.0~12.5	125	26"	>12.5~20.0	200	41"	>20.0~32.0
>160~250	63	13"	>10.0~16.0	100	21"	>16.0~25.0	160	33"	>25.0~40.0

基本圆锥长度 $L$ (mm)	AT8			AT9			AT10		
	AT <sub>a</sub>		AT <sub>D</sub>	AT <sub>a</sub>		AT <sub>D</sub>	AT <sub>a</sub>		AT <sub>D</sub>
	$\mu\text{rad}$	(')(")	$\mu\text{m}$	$\mu\text{rad}$	(')(")	$\mu\text{m}$	$\mu\text{rad}$	(')(")	$\mu\text{m}$
>25~40	630	2'10"	>16.0~20.5	1000	3'26"	>25~40	1600	5'30"	>40~63
>40~63	500	1'43"	>20.0~32.0	800	2'45"	>32~50	1250	4'18"	>50~80
>63~100	400	1'22"	>25.0~40.0	630	2'10"	>40~63	1000	3'26"	>63~100
>100~160	315	1'05"	>32.0~50.0	500	1'43"	>50~80	800	2'45"	>80~125
>160~250	250	52"	>40.0~63.0	400	1'22"	>63~100	630	2'10"	>100~160

注：①  $1\mu\text{rad}$  等于半径为  $1\text{m}$ 、弧长为  $1\mu\text{m}$  所对应的圆心角。 $5\mu\text{rad}\approx 1'$ ， $300\mu\text{rad}\approx 1'$ 。

② 查表示例 1： $L$  为  $63\text{mm}$ ，选用 AT7，查表得 AT<sub>a</sub> 为  $315\mu\text{rad}$  或  $1'05''$ ，则 AT<sub>D</sub> 为  $20\mu\text{m}$ 。示例 2： $L$  为  $50\text{mm}$ ，选用 AT7，查表得 AT<sub>a</sub> 为  $315\mu\text{rad}$  或  $1'05''$ ，则  $\text{AT}_D = \text{AT}_a \times L \times 10^{-3} = 315 \times 50 \times 10^{-3} = 15.75\mu\text{m}$ ，取 AT<sub>D</sub> 为  $15.8\mu\text{m}$ 。

附表 9-1 普通螺纹基本尺寸(摘自 GB196—81)(mm)

公称直径(大径) $D, d$			螺距 $P$	中径 $D_2, d_2$	小径 $D_1, d_1$	公称直径(大径) $D, d$			螺距 $P$	中径 $D_2, d_2$	小径 $D_1, d_1$
第一系列	第二系列	第三系列				第一系列	第二系列	第三系列			
10			1.5	9.026	8.376	20			2.5	18.376	17.294
			1.25	9.188	8.647				2	18.701	17.835
			1	9.350	8.917				1.5	19.026	18.376
			0.75	9.513	9.188				1	19.350	18.917
			(0.5)	9.675	9.459				(0.75)	19.513	19.188
12			(0.5)	9.675	9.459	24			(0.5)	19.675	19.459
			1.75	10.863	10.106				3	22.051	20.752
			1.5	11.026	10.376				2	22.701	21.835
			1.25	11.188	10.647				1.5	23.026	22.376
			1	11.350	10.917				1	23.350	22.917
16			(0.75)	11.513	11.188	30			(0.75)	23.513	23.188
			(0.5)	11.675	11.459				(0.75)	23.513	23.188
			2	14.701	13.835				3.5	27.727	26.211
			1.5	15.026	14.376				(3)	28.051	26.752
			1	15.350	14.917				2	28.701	27.835
16			(0.75)	15.513	15.188	30			1.5	29.026	28.376
			(0.5)	15.675	15.459				1	29.350	28.917
									(0.75)	29.513	29.188

注：① 直径优先选用第一系列，其次第二系列，第三系列尽可能不用。

② 黑体字数码为粗牙螺距。括号内的螺距尽可能不用。



附表 9-2 普通螺纹的基本偏差和顶径公差(摘自 GB197-81)

螺距 $P$ (mm)	内螺纹的基本 偏差 EI ( $\mu\text{m}$ )		外螺纹的基本偏差 es ( $\mu\text{m}$ )				内螺纹小径公差 $TD_1$ ( $\mu\text{m}$ )					外螺纹大径公差 $Td$ ( $\mu\text{m}$ )		
	G	H	e	f	g	h	4	5	6	7	8	4	6	8
1	+26		-60	-40	-25		150	190	236	300	375	112	180	280
1.25	+28		-63	-42	-28		170	212	265	335	425	132	212	335
1.5	+32		-67	-45	-32		190	236	300	375	475	150	236	375
1.75	+34	0	-71	-48	-34	0	212	265	335	425	530	170	265	425
2	+38		-71	-52	-38		236	300	375	475	600	180	280	450
2.5	+42		-80	-58	-42		280	355	450	560	710	212	335	530
3	+48		-85	-63	-48		315	400	500	630	800	236	375	600

附表 9-3 普通螺纹中径公差和中等旋合长度(摘自 GB197-81)

公称直径 <i>D, d</i> (mm)	螺距 <i>P</i> (mm)	内螺纹中径公差 <i>TD</i> <sub>2</sub> (μm)					外螺纹中径公差 <i>Td</i> <sub>2</sub> (μm)							N 组旋合 长度 (mm)		
		公差等级					公差等级									
		4	5	6	7	8	3	4	5	6	7	8	9	>	≤	
>11.2	0.5	75	95	118	150	—	45	56	71	90	112	—	—	1.8	5.4	
	0.75	90	112	140	180	—	53	67	85	106	132	—	—	2.7	8.1	
	1	100	125	160	200	250	60	75	95	118	150	190	236	3.8	11	
	1.25	112	140	180	224	280	67	85	106	132	170	212	265	4.5	13	
	~22.4	1.5	118	150	190	236	300	71	90	112	140	180	224	280	5.6	16
	1.75	125	160	200	250	315	75	95	118	150	190	236	300	6	18	
	2	132	170	212	265	335	80	100	125	160	200	250	315	8	24	
2.5	140	180	224	280	355	85	106	132	170	212	265	335	10	30		
>22.4	0.75	95	118	150	190	—	56	71	90	112	140	—	—	3.1	9.4	
	1	106	132	170	212	—	63	80	100	125	160	200	250	4	12	
	1.5	125	160	200	250	315	75	95	118	150	190	236	300	6.3	19	
	2	140	180	224	280	355	85	106	132	170	212	265	335	8.5	25	
	3	170	212	265	335	425	100	125	160	200	250	315	400	12	36	
	3.5	180	224	280	355	450	106	132	170	212	265	335	425	15	45	
	~45	4	190	236	300	375	475	112	140	180	224	280	355	450	18	53
	4.5	200	250	315	400	500	118	150	190	236	300	375	475	21	63	

附表 9-4 梯形螺纹基本尺寸(摘自 GB5796.3-86)(mm)

公称直径 $d$		螺距 $P$	中径 $d_2 = D_2$	内螺纹 大径	小径	
第一系列	第二系列				外螺纹	内螺纹
36		3	34.500	36.500	32.500	33.000
		6	33.000	37.000	29.000	30.000
		10	31.000	37.000	25.000	26.000
40		3	38.500	40.500	36.500	37.000
		7	36.500	41.000	32.000	33.000
		10	35.000	41.000	29.000	30.000
44		3	42.500	44.500	40.500	41.000
		7	40.500	45.000	36.000	37.000
		12	38.000	45.000	31.000	32.000
48		3	46.500	48.500	44.500	45.000
		8	44.000	49.000	39.000	40.000
		12	42.000	49.000	35.000	36.000

附表 9-5 丝杠螺旋线轴向公差(摘自 JB2886—92)( $\mu\text{m}$ )

精度等级	$\delta l_{2x}$	在下列长度内(mm) 的螺旋线轴向公差			在下列螺纹有效长度内(mm)的螺旋线轴向公差				
		25	100	300	$\leq 1000$	$>1000 \sim 2000$	$>2000 \sim 3000$	$>3000 \sim 4000$	$>4000 \sim 5000$
3	0.9	1.2	1.8	2.5	4	—	—	—	—
4	1.5	2	3	4	6	8	12	—	—
5	2.5	3.5	4.5	6.5	10	14	19	—	—
6	4	7	8	11	16	21	27	33	39

注：7、8、9 级精度丝杠不规定螺旋线轴向公差。 $\delta l_{2x}$ 为任意一个螺距长度内的螺旋线轴向公差。

附表 9-6 丝杠螺纹螺距公差和螺距累积公差(摘自 JB2886—92)( $\mu\text{m}$ )

精度等级	螺距公差	在下列长度(mm)内 的螺距累积公差		在下列螺纹有效长度内(mm)的螺距累积公差					
		$\leq 60$	$\leq 300$	$\leq 1000$	$\leq 2000$	$\leq 3000$	$\leq 4000$	$\leq 5000$	$>5000$ 每增加 1000 应增加
7	6	10	18	28	36	44	52	60	8
8	12	20	35	55	65	75	85	95	10
9	25	40	70	110	130	150	170	190	20

附表 9-7 中径尺寸的一致性公差(摘自 JB2886—92)( $\mu\text{m}$ )

精度等级	螺 纹 有 效 长 度 (mm)					
	$\leq 1000$	$\leq 2000$	$\leq 3000$	$\leq 4000$	$\leq 5000$	$>5000$ 每增加 1000 应增加
3	5	—	—	—	—	—
4	6	11	17	—	—	—
5	8	15	22	30	38	—
6	10	20	30	40	50	5
7	12	26	40	53	65	10
8	16	36	53	70	90	20
9	21	48	70	90	116	30

附表 9-8 大径表面对螺纹轴线的径向圆跳动公差(摘自 JB2886—92)( $\mu\text{m}$ )

长 径 比	精 度 等 级						
	3	4	5	6	7	8	9
$>25 \sim 30$	5	8	12	20	40	80	160
$>30 \sim 35$	6	10	16	25	50	100	200
$>35 \sim 40$	—	12	20	32	63	125	250
$>40 \sim 45$	—	16	25	40	80	160	315
$>45 \sim 50$	—	20	32	50	100	200	400
$>50 \sim 60$	—	—	—	63	125	250	500

注：长径比是指丝杠全长与螺纹公称直径之比。

附表 9-9 丝杠螺纹牙侧角的极限偏差(摘自 JB2886—92)

螺距 $P$ (mm)	精 度 等 级					
	3	4	5	6	7	8
	牙 侧 角 极 限 偏 差 (')					
2~5	±8	±10	±12	±15	±20	±30
6~10	±6	±8	±10	±12	±18	±25
12~20	±5	±6	±8	±10	±15	±20

注：9级精度丝杠不规定牙侧角极限偏差。

附表 9-10 丝杠螺纹的大径、中径、小径的极限偏差(摘自 JB2886—92)( $\mu\text{m}$ )

螺距 $P$ (mm)	公称直径 $D$ (mm)	螺 纹 大 径		螺 纹 中 径		螺 纹 小 径	
		上偏差	下偏差	上偏差	下偏差	上偏差	下偏差
6	30~42	0	-300	-56	-522	0	-635
	44~60				-550		-646
	65~80				-572		-665
	120~150				-585		-720
8	22~28	0	-400	-67	-590	0	-720
	44~60				-620		-758
	65~80				-656		-765
	160~190				-682		-930
10	30~42	0	-550	-75	-680	0	-820
	44~60				-696		-854
	65~80				-710		-865
	200~220				-738		-900
12	30~42	0	-600	-82	-754	0	-892
	44~60				-772		-948
	65~80				-789		-955
	85~110				-800		-978

注：螺纹大径表面作工艺基准时，其尺寸公差及形状公差由工艺提出。

附表 9-11 螺母螺纹的大径和小径的极限偏差(摘自 JB2886—92)( $\mu\text{m}$ )

螺距 $P$ (mm)	公称直径 $D$ (mm)	螺 纹 大 径		螺 纹 小 径	
		上偏差	下偏差	上偏差	下偏差
6	30~42	+578	0	+300	0
	44~60	+590			
	65~80	+610			
	120~150	+660			
8	22~28	+650	0	+400	0
	44~60	+690			
	65~80	+700			
	160~190	+765			
10	30~42	+745	0	+500	0
	44~60	+778			
	65~80	+790			
	200~220	+825			
12	30~42	+813	0	+600	0
	44~60	+865			
	65~80	+872			
	85~110	+895			

注：螺纹大径或小径表面作工艺基准时，其尺寸公差及形状公差由工艺提出。

附表 9-12 非配制螺母螺纹中径的极限偏差(摘自 JB2886--92)

螺距 $P$ (mm)	精 度 等 级			
	6	7	8	9
	极 限 偏 差 ( $\mu\text{m}$ )			
2~5	+55 0	+65 0	+85 0	+100 0
6~10	+65 0	+75 0	+100 0	+120 0
12~20	+75 0	+85 0	+120 0	+150 0

附表 9-13 螺母与丝杠配制的中径径向间隙(摘自 JB2886-92)( $\mu\text{m}$ )

精度等级	3	4	5	6	7	8	9
径向间隙	15~30	20~40	30~60	60~100	100~150	120~180	160~240

注：不适用于有消除间隙结构或非整体螺母的丝杠、螺母副。

附表 9-14 丝杠和螺母的螺纹表面粗糙度  $R_a$  值(摘自 JB2886-92)( $\mu\text{m}$ )

精度等级	螺纹大径表面		牙 型 侧 面		螺纹小径表面	
	丝 杠	螺 母	丝 杠	螺 母	丝 杠	螺 母
3	0.2	3.2	0.2	0.4	0.8	0.8
4	0.4	3.2	0.4	0.8	0.8	0.8
5	0.4	3.2	0.4	0.8	0.8	0.8
6	0.4	3.2	0.4	0.8	1.6	0.8
7	0.4	6.3	0.8	1.6	3.2	1.6
8	0.8	6.3	1.6	1.6	6.3	1.6
9	1.6	6.3	1.6	1.6	6.3	1.6

注：丝杠和螺母的牙型侧面应没有明显的波纹。

附表 9-15 滚珠丝杠副公称直径和公称导程组合(摘自 GB/T17587.2-1998)(mm)

公称直径	公 称 导 程													
6	1	2	2.5											
6	1	2	2.5	3										
10	1	2	2.5	3	4	5	6							
12		2	2.5	3	4	5	6	8	10	12				
16		2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16			
20				3	4	5	6	8	10	12	16	20		
25					4	5	6	8	10	12	16	20	25	
32					4	5	6	8	10	12	16	20	25	32
40						5	6	8	10	12	16	20	25	32
50						5	6	8	10	12	16	20	25	32
63						5	6	8	10	12	16	20	25	32
80							6	8	10	12	16	20	25	32
100									10	12	16	20	25	32
125									10	12	16	20	25	32
160										12	16	20	25	32
200											12	16	20	25

注：表中画横线的公称导程值为优先组合值，当优先组合不够用时，可选用表中没有画横线的公称导程与公称直径构成的一般组合。

附表 9-16 定位滚珠丝杠副行程极限偏差  $e_p$  和行程变动量公差  $V_{up}$  (摘自 GB/T 17587.3—1998) ( $\mu\text{m}$ )

有效行程 $l_u$ (mm)	标准公差等级					标准公差等级				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
	$\pm e_p$					$V_{up}$				
$\leq 315$	$\pm 6$	$\pm 8$	$\pm 12$	$\pm 16$	$\pm 23$	6	8	12	16	23
$> 315 \sim 400$	$\pm 7$	$\pm 9$	$\pm 13$	$\pm 18$	$\pm 25$	6	9	12	18	25
$> 400 \sim 500$	$\pm 8$	$\pm 10$	$\pm 15$	$\pm 20$	$\pm 27$	7	9	13	19	26
$> 500 \sim 630$	$\pm 9$	$\pm 11$	$\pm 16$	$\pm 22$	$\pm 32$	7	10	14	20	29
$> 630 \sim 800$	$\pm 10$	$\pm 13$	$\pm 18$	$\pm 25$	$\pm 36$	8	11	16	22	31
$> 800 \sim 1000$	$\pm 11$	$\pm 15$	$\pm 21$	$\pm 29$	$\pm 40$	9	12	17	24	34
$> 1000 \sim 1200$	$\pm 13$	$\pm 18$	$\pm 24$	$\pm 34$	$\pm 47$	10	14	19	27	39
$> 1200 \sim 1600$	$\pm 15$	$\pm 21$	$\pm 29$	$\pm 40$	$\pm 55$	11	16	22	31	44
$> 1600 \sim 2000$	$\pm 18$	$\pm 25$	$\pm 35$	$\pm 48$	$\pm 65$	13	18	25	26	51
$> 2000 \sim 2500$	$\pm 22$	$\pm 30$	$\pm 41$	$\pm 57$	$\pm 78$	15	21	29	41	59

注：传动滚珠丝杠副的行程极限偏差由相应的行程变动量公差  $V_{300p}$  计算得到： $e_p = 2 \frac{l_u}{300} V_{300p}$ ， $l_u$  是有效行程， $V_{300p}$  的数值见附表 9-17。

附表 9-17 定位或传动滚珠丝杠副的行程变动量公差  $V_{300p}$  和定位滚珠丝杠副的行程变动量公差  $V_{2sp}$  (摘自 GB/T 17587.3—1998) ( $\mu\text{m}$ )

定位或传动滚珠丝杠副							定位滚珠丝杠副						
标准公差等级							标准公差等级						
1	2	3	4	5	7	10	1	2	3	4	5	7	10
$V_{300p}$							$V_{2sp}$						
6	8	12	16	23	52	210	4	5	6	7	8	—	—

注：传动滚珠丝杠副不需检验  $V_{2sp}$ 。

附表 10-1 齿轮齿距累积公差  $F_p$  及  $k$  个齿距累积公差  $F_{pk}$  值 (摘自 GB10095—88) ( $\mu\text{m}$ )

$L$ (mm)	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 11.2$	1.1	1.8	2.8	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
$> 11.2 \sim 20$	1.6	2.5	4.0	6	10	16	22	32	45	63	90	125
$> 20 \sim 32$	2.0	3.2	5.0	8	12	20	28	40	56	80	112	160
$> 32 \sim 50$	2.2	3.6	5.5	9	14	22	32	45	63	90	125	180
$> 50 \sim 80$	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
$> 80 \sim 160$	3.2	5.0	8.0	12	20	32	45	63	90	125	180	250
$> 160 \sim 315$	4.5	7.0	11	18	28	45	63	90	125	180	250	355
$> 315 \sim 630$	6.0	10	16	25	40	63	90	125	180	250	355	500
$> 630 \sim 1000$	8.0	12	20	32	50	80	112	160	224	315	450	630

注：①  $F_p$  和  $F_{pk}$  按分度圆弧长  $L$  查表。

查  $F_p$  时，取  $L = \frac{1}{2} \pi d = \frac{\pi m_n z}{2 \cos \beta}$ 。

查  $F_{pk}$  时，取  $L = \frac{k \pi m_n}{\cos \beta}$  ( $k$  为 2 到小于  $\frac{z}{2}$  的整数)。

② 一般对于  $F_{pk}$ ， $k$  值规定取为小于  $\frac{z}{6}$  (或  $\frac{z}{8}$ ) 的最大整数。

附表 10-2 齿轮齿圈径向跳动公差  $F_r$  值(摘自 GB 10095—88)( $\mu\text{m}$ )

分度圆直径 (mm)	法向模数 (mm)	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	2.5	4	6	10	16	25	36	45	71	100	125	160
	$> 3.5 \sim 6.3$	2.8	4.5	7	11	18	28	40	50	80	125	160	200
	$> 6.3 \sim 10$	3.2	5	8	13	20	32	45	56	90	140	180	224
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	3.5	5.5	9	15	22	36	50	63	80	112	140	180
	$> 3.5 \sim 6.3$	4	6	10	16	25	40	56	71	100	140	180	224
	$> 6.3 \sim 10$	4.5	7	11	18	28	45	63	86	112	160	200	250
	$> 10 \sim 16$	5	8	13	20	32	50	71	90	125	180	224	280
	$> 16 \sim 25$	5.5	9	14	22	36	56	80	100	160	224	280	355

附表 10-3 齿轮径向综合公差  $F_r''$  值(摘自 GB 10095—88)( $\mu\text{m}$ )

分度圆直径 (mm)	法向模数 (mm)	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	14	22	36	50	63	90	140	180	224
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	16	25	40	56	71	112	180	224	280
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	18	28	45	63	80	125	200	250	315
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	20	32	50	71	90	112	160	200	250
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	22	36	56	80	100	140	200	250	315
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	25	40	63	90	112	160	224	280	355
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	28	45	71	100	125	180	250	315	400
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	32	50	80	112	140	224	315	400	500

附表 10-4 齿轮公法线长度变动公差  $F_w$  值(摘自 GB 10095—88)( $\mu\text{m}$ )

分度圆直径 (mm)	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 125$	2.0	3.0	5.0	8.0	12	20	28	40	56	80	112	160
$> 125 \sim 400$	2.5	4.9	6.5	10	16	25	36	50	71	100	140	200

附表 10-5 齿轮齿形公差  $f_r$  值(摘自 GB 10095—88)( $\mu\text{m}$ )

分度圆直径 (mm)	法向模数 (mm)	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	2.1	2.6	3.6	4.8	6	8	11	14	22	36	56	90
	$> 3.5 \sim 6.3$	2.4	3.0	4.0	5.3	7	10	14	20	32	50	80	125
	$> 6.3 \sim 10$	2.5	3.4	4.5	6.0	8	12	17	22	36	56	90	140
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	2.4	3.0	4.0	5.3	7	9	13	18	28	45	71	112
	$> 3.5 \sim 6.3$	2.5	3.2	4.5	6.0	8	11	16	22	36	56	90	140
	$> 6.3 \sim 10$	2.6	3.6	5.0	6.5	9	13	19	28	45	71	112	180
	$> 10 \sim 16$	3.0	4.0	5.5	7.5	11	16	22	32	50	80	125	200
	$> 16 \sim 25$	3.4	4.8	6.5	9.5	14	20	30	45	71	112	180	280

附表 10-6 齿轮齿距极限偏差 $\pm f_{pt}$ 值(摘自 GB 10095—88)( $\mu\text{m}$ )

分度圆直径 (mm)	法向模数 (mm)	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	1.0	1.6	2.5	4.0	6	10	14	20	28	40	56	80
	$> 3.5 \sim 6.3$	1.2	2.0	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
	$> 6.3 \sim 10$	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	1.1	1.8	2.8	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
	$> 3.5 \sim 6.3$	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
	$> 6.3 \sim 10$	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	22	32	45	63	90	125
	$> 10 \sim 16$	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
	$> 16 \sim 25$	2.2	3.6	5.5	9	14	22	32	45	63	90	125	180

附表 10-7 齿轮基节极限偏差 $\pm f_{pb}$ 值(摘自 GB 10095—88)( $\mu\text{m}$ )

分度圆直径 (mm)	法向模数 (mm)	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	1.0	1.4	2.4	3.6	5	9	13	18	25	36	50	71
	$> 3.5 \sim 6.3$	1.2	1.8	3.0	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
	$> 6.3 \sim 10$	1.4	2.0	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	1.0	1.6	2.4	4.2	6	10	14	20	30	40	60	80
	$> 3.5 \sim 6.3$	1.2	2.0	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
	$> 6.3 \sim 10$	1.4	2.4	3.6	5.5	9	14	20	30	40	60	80	112
	$> 10 \sim 16$	1.6	2.6	4.2	6.5	10	16	22	32	45	63	90	125
	$> 16 \sim 25$	2.0	3.4	5.0	8.5	13	20	30	40	60	80	112	160

附表 10-8 齿轮的一齿径向综合公差 $f_{r'}$ 值(摘自 GB 10095—88)( $\mu\text{m}$ )

分度圆直径 (mm)	法向模数 (mm)	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	7	10	14	20	28	36	45	56	71
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	9	13	18	25	36	45	56	71	90
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	10	14	20	28	40	50	63	80	100
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	8	11	16	22	32	40	50	63	80
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	10	14	20	28	40	50	63	80	100
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	11	16	22	32	45	56	71	90	112
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	13	18	25	35	50	63	80	100	125
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	16	22	32	45	68	80	100	125	160

附表 10-9 齿轮齿向公差 $F_p$ 值(摘自 GB 10095—88)( $\mu\text{m}$ )

有效齿宽 (mm)	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 40$	2.8	3.6	4.5	5.5	7	9	11	18	28	45	71	112
$> 40 \sim 1000$	4.0	5.0	6.0	8.0	10	12	16	25	40	63	100	160

附表 10-10 齿轮齿厚极限偏差(摘自 GB10095—88)

$C = +1f_{pt}$	$G = -6f_{pt}$	$L = -16f_{pt}$	$R = -40f_{pt}$
$D = 0$	$H = -8f_{pt}$	$M = -20f_{pt}$	$S = -50f_{pt}$
$E = -2f_{pt}$	$J = -10f_{pt}$	$N = -25f_{pt}$	
$F = -4f_{pt}$	$K = -12f_{pt}$	$P = -32f_{pt}$	

附表 10-11 齿轮副的轴线平行度公差(摘自 GB10095—88)

$x$ 方向轴线平行度公差 $f_x = F_\beta$	$F_\beta$ 值见附表 10-9
$y$ 方向轴线平行度公差 $f_y = \frac{1}{2}F_\beta$	

附表 10-12 齿轮副的中心距极限偏差  $\pm f_a$  值(摘自 GB10095—88)( $\mu m$ )

第 I 公差组精度等级		1~2	3~4	5~6	7~8	9~10	11~12
$f_a$		$\frac{1}{2}IT4$	$\frac{1}{2}IT6$	$\frac{1}{2}IT7$	$\frac{1}{2}IT8$	$\frac{1}{2}IT9$	$\frac{1}{2}IT11$
齿轮副的 中心距 (mm)	>6~10	2	4.5	7.5	11	18	45
	>10~18	2.5	5.5	9	13.5	21.5	55
	>18~30	3	6.5	10.5	16.5	26	65
	>30~50	3.5	8	12.5	19.5	31	80
	>50~80	4	9.5	15	23	37	95
	>80~120	5	11	17.5	27	43.5	110
	>120~180	6	12.5	20	31.5	50	125
	>180~250	7	14.5	23	36	57.5	145
	>250~315	8	16	26	40.5	65	160
	>315~400	9	18	28.5	44.5	70	180

附表 10-13 齿轮副接触斑点(摘自 GB10095—88)

接触斑点	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
按齿高不小于 (%)	65	65	65	60	55 (45)	50 (40)	45 (35)	40 (30)	30	25	20	15
按齿宽不小于 (%)	95	95	95	90	80	70	60	50	40	30	30	30

注：括号内数值，用于轴向重合度  $\epsilon_\beta > 0.3$  的斜齿轮。



附表 10-14 齿坯公差(摘自 GB10095—88)

齿轮精度等级 <sup>①</sup>		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
孔	尺寸公差	IT4	IT4	IT4	IT4	IT5	IT6	IT7		IT8		IT9	
	形状公差	IT1	IT2	IT3	IT4								
轴颈	尺寸公差	IT4	IT4	IT4	IT4	IT5		IT6		IT7		IT8	
	形状公差	IT1	IT2	IT3	IT4								
齿顶圆直径 <sup>②</sup>		IT6		IT7			IT8			IT9		IT11	
基准面的径向圆跳动 <sup>③</sup>		见附表 10-15											
基准面的端面圆跳动													

注：标准公差 IT 值见附表 3-2。

① 当三个公差组的精度等级不同时，按最高的精度等级确定齿坯公差值。

② 当齿顶圆不作测量齿厚的基准时，尺寸公差按 IT11 给定，但不大于  $0.1m_n$ 。

③ 当以齿顶圆作基准面时，本栏就指齿顶圆的径向圆跳动。

附表 10-15 齿坯基准面径向圆跳动和端面圆跳动公差(摘自 GB10095—88)( $\mu\text{m}$ )

分度圆直径 (mm)	齿 轮 精 度 等 级				
	1 和 2	3 和 4	5 和 6	7 和 8	9 和 12
$\leq 125$	2.8	7	11	18	28
$> 125 \sim 400$	3.6	9	14	22	36

附表 10-16 齿轮齿面及齿坯基准面的表面粗糙度参数  $R_a$ 、 $R_z$  值( $\mu\text{m}$ )

精度等级		3	4	5	6	7	8	9	10
孔		$\leq 0.2$	$\leq 0.2$	$0.4 \sim 0.2$	$\leq 0.8$	$1.6 \sim 0.8$	$\leq 1.6$	$\leq 3.2$	$\leq 3.2$
轴颈		$\leq 0.1$	$0.2 \sim 0.1$	$\leq 0.2$	$\leq 0.4$	$\leq 0.8$	$\leq 1.6$	$\leq 1.6$	$\leq 1.6$
端面, 齿顶圆		$0.2 \sim 0.1$	$0.4 \sim 0.2$	$0.8 \sim 0.4$	$0.8 \sim 0.4$	$1.6 \sim 0.8$	$3.2 \sim 1.6$	$\leq 3.2$	$\leq 3.2$
齿 面	$R_a$	$\leq 0.63$	$\leq 0.63$	$\leq 0.63$	$\leq 0.63$	$\leq 1.25$	$\leq 5$	$\leq 10$	$\leq 10$
	$R_z$	—	—	—	—	—	$\leq 20$	$\leq 40$	—

附表 10-17 齿轮公差计算公式(摘自 GB10095—88)

$F'_i = F_p + f_i$ $f_i = 0.6(f_{p\alpha} + f_i)$	$f'_{i\beta} = f'_i \cos \beta$ $F_b = F_\beta$ ( $\beta$ 为分度圆螺旋角) $F_{p\alpha} = F_\beta$
--	--

附表 10-18  $m=1\text{mm}$  的标准直齿圆柱齿轮分度圆弦齿高公称值  $\bar{h}$  和弦齿厚公称值  $\bar{s}$ 

齿数 $z$	$\bar{h}$	$\bar{s}$	齿数 $z$	$\bar{h}$	$\bar{s}$	齿数 $z$	$\bar{h}$	$\bar{s}$
6	1.1022	1.5529	40	1.0154	1.5704	74	1.0083	1.5707
7	1.0878	1.5576	41	1.0150	1.5704	75	1.0082	1.5707
8	1.0769	1.5607	42	1.0147	1.5704	76	1.0081	1.5707
9	1.0684	1.5628	43	1.0143	1.5705	77	1.0080	1.5707
10	1.0610	1.5843	44	1.0140	1.5705	78	1.0079	1.5707
11	1.0556	1.5655	45	1.0137	1.5705	79	1.0078	1.5707
12	1.0513	1.5663	46	1.0134	1.5705	80	1.0077	1.5707
13	1.0474	1.5670	47	1.0131	1.5705	81	1.0076	1.5707
14	1.0440	1.5675	48	1.0128	1.5705	82	1.0075	1.5707
15	1.0411	1.5679	49	1.0126	1.5705	83	1.0074	1.5707
16	1.0385	1.5683	50	1.0123	1.5705	84	1.0073	1.5707
17	1.0363	1.5686	51	1.0121	1.5706	85	1.0073	1.5707
18	1.0342	1.5688	52	1.0119	1.5706	86	1.0072	1.5707
19	1.0324	1.5690	53	1.0116	1.5706	87	1.0071	1.5707
20	1.0308	1.5692	54	1.0114	1.5706	88	1.0070	1.5707
21	1.0294	1.5693	55	1.0114	1.5706	89	1.0069	1.5707
22	1.0280	1.5695	56	1.0110	1.5706	90	1.0069	1.5707
23	1.0268	1.5696	57	1.0108	1.5706	91	1.0068	1.5707
24	1.0257	1.5697	58	1.0106	1.5706	92	1.0067	1.5707
25	1.0247	1.5698	59	1.0105	1.5706	93	1.0066	1.5707
26	1.0237	1.5698	60	1.0103	1.5706	94	1.0065	1.5707
27	1.0226	1.5699	61	1.0101	1.5706	95	1.0065	1.5707
28	1.0220	1.5700	62	1.0100	1.5706	96	1.0064	1.5707
29	1.0213	1.5700	63	1.0098	1.5706	97	1.0064	1.5707
30	1.0206	1.5701	64	1.0096	1.5706	98	1.0063	1.5707
31	1.0199	1.5701	65	1.0095	1.5706	99	1.0062	1.5707
32	1.0193	1.5702	66	1.0093	1.5706	100	1.0062	1.5707
33	1.0187	1.5702	67	1.0092	1.5706	101	1.0061	1.5707
34	1.0181	1.5702	68	1.0091	1.5706	102	1.0060	1.5707
35	1.0176	1.5703	69	1.0090	1.5707			
36	1.0171	1.5703	70	1.0088	1.5707			
37	1.0167	1.5703	71	1.0087	1.5707			
38	1.0162	1.5703	72	1.0086	1.5707			
39	1.0158	1.5704	73	1.0084	1.5707			

注：① 本表中的数值按第十章式(10-1)计算得到；

② 对于其他模数的齿数，则把表中的数值乘以模数；对于斜齿轮，测量法向弦齿厚。

附表 10-19  $\alpha=20^\circ, m=1\text{mm}$  的标准直齿圆柱齿轮公法线长度公称值  $W$ 

齿数 $z$	跨齿数 $n$	$W$	齿数 $z$	跨齿数 $n$	$W$	齿数 $z$	跨齿数 $n$	$W$
10	2	4.5683	41	5	13.8588	72	9	26.1015
11	2	4.5823	42	5	13.8728	73	9	26.1155
12	2	4.5963	43	5	13.8868	74	9	26.1295
13	2	4.6103	44	5	13.9008	75	9	26.1435
14	2	4.6243	45	6	16.8670	76	9	26.1575
15	2	4.6383	46	6	16.8810	77	9	26.1715
16	2	4.6522	47	6	16.8950	78	9	26.1855
17	2	4.6663	48	6	16.9090	79	9	26.1996
18	3	7.6324	49	6	16.9230	80	9	26.2136
19	3	7.6464	50	6	16.9370	81	10	29.1797
20	3	7.6604	51	6	16.9510	82	10	29.1937
21	3	7.6744	52	6	16.9650	83	10	29.2077
22	3	7.6885	53	6	16.9790	84	10	29.2217
23	3	7.7025	54	7	19.9452	85	10	29.2357
24	3	7.7165	55	7	19.9592	86	10	29.2497
25	3	7.7305	56	7	19.9772	87	10	29.2637
26	3	7.7445	57	7	19.9872	88	10	29.2777
27	4	10.7106	58	7	20.0152	89	10	29.2917
28	4	10.7246	59	7	20.0292	90	11	32.2579
29	4	10.7386	60	7	20.0292	91	11	32.2719
30	4	10.7526	61	7	20.0432	92	11	32.2859
31	4	10.7666	62	7	20.0572	93	11	32.2999
32	4	10.7806	63	8	23.0233	94	11	32.3139
33	4	10.7946	64	8	23.0373	95	11	32.3379
34	4	10.8086	65	8	23.0513	96	11	32.3419
35	4	10.8227	66	8	23.0654	97	11	32.3559
36	5	13.7888	67	8	23.0794	98	11	32.3699
37	5	13.8028	68	8	23.0934	99	12	35.3361
38	5	13.8168	69	8	23.1074	100	12	35.3501
39	5	13.8308	70	8	23.1214	101	12	35.3641
40	5	13.8448	71	8	23.1354	102	12	35.3781

注：① 本表中的数值按第十章式(10-2)计算得到；

② 对于其他模数的齿数，则将表中  $W$  的数值乘以模数。

附表 11-1 平键的公称尺寸和键槽深度的公称尺寸  $t$ 、 $t_1$  及极限偏差(摘自 GB1095—79)(mm)

轴 颈	键	轴 键 槽			轮 毂 键 槽		
基本尺寸 $d$	公称尺寸 $b \times h$	$t$		$d-t$	$t_1$		$d+t_1$
		公称尺寸	极限偏差		公称尺寸	极限偏差	
6~8	2×2	1.2			1		
>8~10	3×3	1.8	+0.1	0	1.4	+0.1	+0.1
>10~12	4×4	2.5	0	-0.1	1.8	0	0
>12~17	5×5	3.0			2.3		
>17~22	6×6	3.5			2.8		
>22~30	8×7	4.0			3.3		
>30~38	10×8	5.0			3.3		
>38~44	12×8	5.0			3.3		
>44~50	14×9	5.5	+0.2	0	3.8	+0.2	+0.2
>50~58	16×10	6.0	0	-0.2	4.3	0	0
>58~60	18×11	7.0			4.4		
>60~75	20×12	7.5			4.9		
>75~85	22×14	9.0			5.4		

附表 11-2 矩形花键基本尺寸的系列(摘自 GB1144—87)(mm)

$d$	轻 系 列				中 系 列			
	标 记	$N$	$D$	$B$	标 记	$N$	$D$	$B$
11					6×11×14×3	6	14	3
13					6×13×16×3.5	6	16	3.5
16					6×16×20×4	6	20	4
18					6×18×22×5	6	22	5
21					6×21×25×6	6	25	6
23	6×23×26×6	6	26	6	6×23×28×6	6	28	6
26	6×26×30×6	6	30	6	6×26×32×6	6	32	6
28	6×28×32×7	6	32	7	6×28×34×7	6	34	7
32	8×32×36×7	8	36	7	8×32×38×7	8	38	7
36	8×36×40×7	8	40	7	8×36×42×7	8	42	7
42	8×42×46×8	8	46	8	8×42×48×8	8	48	8
46	8×46×50×9	8	50	9	8×46×54×9	8	54	9
52	8×52×58×10	8	58	10	8×52×60×10	8	60	10
56	8×56×62×10	8	62	10	8×56×65×10	8	65	10
62	8×62×68×12	8	68	12	8×62×72×12	8	72	12
72	10×72×78×12	10	78	12	10×72×82×12	10	82	12
82	10×82×88×12	10	88	12	10×82×92×12	10	92	12
92	10×92×98×14	10	98	14	10×92×102×14	10	102	14
102	10×102×108×16	10	108	16	10×102×112×16	10	112	16
112	10×112×120×18	10	120	18	10×112×125×18	10	125	18

附表 11-3 矩形花键位置度公差值  $t_1$  (摘自 GB1144-87) (mm)

键槽宽或键宽 $B$		3	3.5~6	7~10	12~18
		$t_1$			
键 槽 宽		0.010	0.015	0.020	0.025
键 宽	滑 动、固 定	0.010	0.015	0.020	0.025
	紧 滑 动	0.005	0.010	0.013	0.016

附表 11-4 矩形花键对称度公差值  $t_2$  (摘自 GB1144-87) (mm)

键槽宽或键宽 $B$		3	3.5~6	7~10	12~18
		$t_2$			
一 般 用		0.010	0.012	0.015	0.018
精密传动用		0.006	0.008	0.009	0.011

附表 11-5 圆柱直齿渐开线花键键齿的  
总公差  $(T+\lambda)$ 、综合公差  $\lambda$ 、齿距累积公差  $F_p$  和齿形公差  $f_f$   
(摘自 GB/T 3478.1-1995) ( $\mu\text{m}$ )

齿数 $z$	模数 $m=2\text{mm}$ , 公 差 等 级															
	4				5				6				7			
	$T+\lambda$	$\lambda$	$F_p$	$f_f$	$T+\lambda$	$\lambda$	$F_p$	$f_f$	$T+\lambda$	$\lambda$	$F_p$	$f_f$	$T+\lambda$	$\lambda$	$F_p$	$f_f$
26	44	20	29	14	70	29	41	23	109	41	58	36	175	61	82	57
27	44	20	29	14	70	29	42	23	110	42	59	36	176	62	83	57
28	44	20	30	14	71	29	42	23	111	42	59	36	177	62	85	57
29	44	21	30	14	71	30	43	23	111	43	60	36	178	63	86	57
30	45	21	31	14	71	30	43	23	112	43	61	36	179	64	87	57
31	45	21	31	14	72	30	44	23	112	44	62	36	180	64	88	57
32	45	21	31	14	72	31	45	23	113	44	63	36	180	65	89	58
33	45	22	32	15	72	31	45	23	113	45	63	36	181	66	90	58
34	45	22	32	15	73	31	46	23	114	45	64	36	182	66	91	58
35	46	22	33	15	73	32	46	23	114	45	65	36	183	67	92	58
36	46	22	33	15	73	32	47	23	115	46	66	37	184	67	94	58
37	46	22	33	15	74	32	47	23	115	46	66	37	184	68	95	58
38	46	23	34	15	74	33	48	23	116	47	67	37	185	69	96	59
39	46	23	34	15	74	33	48	23	116	47	68	37	186	69	97	59
40	47	23	34	15	75	33	49	23	117	48	69	37	187	70	98	59
41	47	23	35	15	75	33	49	24	117	48	69	37	187	70	99	59
42	47	23	35	15	75	34	50	24	117	48	70	37	188	71	100	59
43	47	24	35	15	75	34	50	24	118	49	71	37	189	71	101	59
44	47	24	36	15	76	34	51	24	118	49	71	37	189	72	101	60
45	48	24	36	15	76	35	51	24	119	49	72	38	190	72	102	60
46	48	24	36	15	76	35	52	24	119	50	73	38	191	73	103	60
47	48	24	37	15	77	35	52	24	120	50	73	38	191	74	104	60
48	48	25	37	15	77	35	53	24	120	51	74	38	192	74	105	60
49	48	25	37	15	77	36	53	24	120	51	75	38	193	75	106	60
50	48	25	38	15	77	36	53	24	121	51	75	38	193	75	107	60
51	48	25	38	15	78	36	54	24	121	52	76	38	194	76	108	61
52	49	25	38	15	78	36	54	24	122	52	76	38	195	76	109	61
53	49	26	39	15	78	37	55	24	122	52	77	38	195	77	110	61
54	49	26	39	15	78	37	55	24	122	53	78	38	196	77	110	61
55	49	26	39	15	79	37	56	24	123	53	78	38	196	78	111	61

附表 11-6 圆柱直齿渐开线花键的齿向公差  $F_p$  (摘自 GB/T 3478.1-1995) ( $\mu\text{m}$ )

花键长度 (mm)		≤5	>5 ~10	>10 ~15	>15 ~20	>20 ~25	>25 ~30	>30 ~35	>35 ~40	>40 ~45	>45 ~50	>50 ~55	>55 ~60	>60 ~70	>70 ~80	>80 ~90	>90 ~100
公差等级	4	6	7	7	8	8	8	9	9	9	10	10	10	11	11	12	12
	5	7	8	9	9	10	10	11	11	12	12	12	13	13	14	14	15
	6	9	10	11	12	13	13	14	14	15	15	16	16	17	17	18	19
	7	14	16	18	19	20	21	22	23	23	24	25	25	27	28	29	30

附表 11-7 圆柱直齿渐开线花键的作用齿槽宽  $E_v$ 、下偏差和作用齿厚  $S_v$ 、上偏差 (摘自 GB/T 3478.1-1995)

分度圆直径 $D$ (mm)	基 本 偏 差						
	H	d	e	f	h	js	k
	作用齿槽宽 $E_v$ 下偏差 ( $\mu\text{m}$ )	作用齿厚 $S_v$ 上偏差 $es_v$ ( $\mu\text{m}$ )					
$\leq 6$	0	-30	-20	-10	0		
$>6 \sim 10$	0	-40	-25	-13	0		
$>10 \sim 18$	0	-50	-32	-16	0		
$>18 \sim 30$	0	-65	-40	-20	0		
$>30 \sim 50$	0	-80	-50	-25	0		
$>50 \sim 80$	0	-100	-60	-30	0	$+(T+\lambda)/2$	$+(T+\lambda)$
$>80 \sim 120$	0	-120	-72	-36	0		
$>120 \sim 180$	0	-145	-85	-43	0		
$>180 \sim 250$	0	-170	-100	-50	0		
$>250 \sim 315$	0	-190	-110	-56	0		
$>315 \sim 400$	0	-210	-125	-62	0		
$>400 \sim 500$	0	-230	-135	-68	0		

附表 11-8 内渐开线花键小径  $D_i$  的公差带 (摘自 GB/T 3478.1-1995)

模 数 $m$ (mm)	$D_i$ 的公差带
0.25~0.75	H10
1~1.75	H11
2~10	H12

附表 11-9 外渐开线花键大径  $D_e$  的极限偏差 (摘自 GB/T 3478.1-1995)

模数 $m$ (mm)	上 偏 差		公 差
	齿侧配合类别		
	h、f、e、d	js、k	
0.25~0.75	$es_v / \text{tg} \alpha_D$	0	IT10
1~1.75			IT11
2~10			IT12

附表 11-10 外渐开线花键小径  $D_e$  的极限偏差 (摘自 GB/T 3478.1—1995)

齿侧配合类别	上偏差	公差
$h, f, e, d$	$es_v/tg\alpha_D$	IT12、IT13、IT14 (任选)
$js$	$(T+\lambda)/2tg\alpha_D$	
$k$	$(T+\lambda)/tg\alpha_D$	

附表 11-11 内、外渐开线花键齿根圆曲率半径最小值  $R_{\min}$  和  $R_{\min}$  (摘自 GB/T 3478.1—1995)

标准压力角 $\alpha_D$			
$30^\circ P$	$30^\circ R$	$37.5^\circ$	$45^\circ$
$0.2m$	$0.4m$	$0.3m$	$0.25m$

注：P—平齿根；R—圆齿根； $m$ —模数(mm)。

附表 11-12 渐开线花键表面粗糙度参数  $R_a$  值

装配形式	配合表面		非配合表面	
	内花键	外花键	内花键	外花键
	$R_a$ 值 ( $\mu m$ )			
固 定	0.8~1.6	0.4~0.8	3.2~6.3	1.6~6.3
滑 动	0.8~1.6	0.4~0.8	3.2	1.6~6.3

三、术语汉英对照

第一章

几何量公差	tolerance of geometrical quantity
几何量检测	verification of geometrical quantity
互换性	interchangeability
标准化	standardization
标准	standard
国际标准	international standard
区域标准	regional standard
国家标准	national standard
地方标准	provincial standard
优先数	preferred number
优先数系	series of preferred numbers

第二章

测量	measurement
被测几何量	measured geometrical quantity
计量单位	unit of measurement
测量方法	method of measurement

计量器具	measuring instrument
量值	value of a quantity
长度基准	length standard
量块	gauge block
刻度间距	scale spacing
标尺分度值	value of a scale division
分辨力	resolution
示值范围	nominal range
测量范围	measuring range
测量重复性	repeatability of measurements
灵敏度	sensitivity
示值误差	error of indication
修正值	correction
测量误差	error of measurement
阿贝原则	Abbe's principle
系统误差	systematic error
随机误差	random error
粗大误差	parasitic error
精密度	precision
正确度	correctness
准确度	accuracy
不确定度	uncertainty

### 第三章

基本尺寸	basic size
实际尺寸	actual size
极限尺寸	limits of size
极限偏差	limit deviation
实际偏差	actual deviation
基本偏差	fundamental deviation
零线	zero line
公差带	tolerance zone
标准公差	standard tolerance
标准公差因子	standard tolerance factor
标准公差等级	standard tolerance grades
极限制	limit system
配合制	fit system
间隙配合	clearance fit
过盈配合	interference fit
过渡配合	transition fit
配合公差	variation of fit
基孔制配合	hole-basis system of fits



基准孔	basic hole
基轴制配合	shaft-basis system of fits
基准轴	basic shaft

#### 第四章

形位公差	geometrical tolerances
形状公差	form tolerances
定向公差	orientation tolerances
定位公差	location tolerances
跳动公差	run-out tolerances
直线度公差	straightness tolerance
平面度公差	flatness tolerance
圆度公差	circularity (roundness) tolerance
圆柱度公差	cylindricity tolerance
线轮廓度公差	profile tolerance of any line
面轮廓度公差	profile tolerance of any surface
平行度公差	parallelism tolerance
垂直度公差	perpendicularity tolerance
倾斜度公差	angularity tolerance
同轴度公差	coaxiality tolerance
对称度公差	symmetry tolerance
位置度公差	position tolerance
圆跳动公差	circular run-out tolerance
全跳动公差	total run-out tolerance
被测要素	toleranced feature
理想要素	true feature
实际要素	real (actual) feature
基准要素	datum feature
单一要素	single feature
关联要素	related feature
基准体系	datum system
最大实体状态	maximum material condition
最小实体状态	least material condition
最大实体实效状态	maximum material virtual condition
最小实体实效状态	least material virtual condition
最大实体边界	maximum material boundary
最小实体边界	least material boundary
最大实体实效边界	maximum material virtual boundary
最小实体实效边界	least material virtual boundary
最大实体尺寸	maximum material size
最小实体尺寸	least material size
最大实体实效尺寸	maximum material virtual size

最小实体实效尺寸  
体外作用尺寸  
体内作用尺寸  
理论正确尺寸  
独立原则  
包容要求  
最大实体要求  
最小实体要求  
可逆要求  
检测原则  
最小条件  
最小包容区域  
位置量规

least material virtual size  
external function size  
internal function size  
theoretically exact dimension  
principle of independency  
envelope requirement  
maximum material requirement  
least material requirement  
reciprocity requirement  
principle of verification  
minimum condition  
minimum zone  
position gauge

## 第五章

表面粗糙度  
取样长度  
评定长度  
轮廓最小二乘中线  
轮廓算术平均中线  
表面加工纹理  
轮廓峰顶线  
轮廓谷底线  
轮廓最大峰高  
轮廓最大谷深  
轮廓最大高度  
微观不平度十点高度  
轮廓算术平均偏差  
轮廓单峰平均间距  
轮廓微观不平度平均间距  
轮廓支承长度率

surface roughness  
sampling length  
evaluation length  
least squares mean line of the profile  
centre arithmetical mean line of the profile  
surface lay  
line of profile peaks  
line of profile valleys  
maximum height of profile peak  
maximum depth of profile valley  
maximum height of the profile  
ten point height of irregularities  
arithmetical mean deviation of the profile  
mean spacing local peaks of the profile  
mean spacing of the profile irregularities  
profile bearing length ratio

## 第六章

滚动轴承  
外壳  
套圈  
轴承内径  
轴承外径  
径向游隙  
轴向游隙  
当量径向动负荷  
额定动负荷

rolling bearing  
housing  
race  
bearing bore diameter  
bearing outside diameter  
radial internal clearance  
axial internal clearance  
dynamic equivalent radial load  
dynamic load rating

**第七章**

光滑极限量规  
通规  
止规  
泰勒原则  
验收极限  
安全裕度

plain limit gauge  
go gauge  
not go gauge  
Taylor's principle  
limits of acceptance  
safety margin

**第八章**

圆锥  
圆锥角  
圆锥直径  
圆锥长度  
锥度  
圆锥公差  
圆锥配合

cone  
cone angle  
cone diameter  
cone length  
cone taper  
cone tolerance  
cone fit

**第九章**

公称直径  
大径  
小径  
顶径  
底径  
中径  
单一中径  
作用中径  
螺距  
牙侧角  
螺纹旋合长度  
普通螺纹量规  
节圆直径  
行程  
公称行程  
目标行程  
导程  
公称导程  
目标导程  
实际行程  
实际平均行程  
有效行程  
余程  
行程补偿值

nominal diameter  
major diameter  
minor diameter  
crest diameter  
root diameter  
pitch diameter  
single pitch diameter  
virtual pitch diameter  
pitch  
flank angle  
length of thread engagement  
gauge for general purposes screw threads  
pitch circle diameter  
travel  
nominal travel  
specified travel  
lead  
nominal lead  
specified travel  
actual travel  
actual mean travel  
useful travel  
excess travel  
travel compensation

**第十章**

切向综合误差	tangential composite error
一齿切向综合误差	tangential tooth-to-tooth composite error
径向综合误差	radial composite error
一齿径向综合误差	radial tooth-to-tooth composite error
齿距累积误差	total cumulative pitch error
$k$ 个齿距累积误差	cumulative circular pitch error over a sector of $k$ pitches
齿圈径向跳动	radial run-out of gear
公法线长度变动	variation of base tangent length
齿形误差	total profile error
齿距偏差	circular pitch individual error
基节偏差	base pitch error
齿向误差	total alignment error
接触线误差	contact line error
轴向齿距偏差	axial pitch error
螺旋线波度误差	helix waviness error
齿厚偏差	deviation of width of teeth
公法线平均长度偏差	deviation of mean base tangent length over a given number of teeth
齿轮副的切向综合误差	tangential composite error of gear pair
齿轮副的一齿切向综合误差	tangential tooth-to-tooth composite error of gear pair
圆周侧隙	circular backlash
法向侧隙	normal backlash
齿轮副的接触斑点	contact tracks of gear pair
齿轮副的中心距偏差	centre distance error of gear pair
$x$ 方向轴线的平行度误差	inclination error of axes
$y$ 方向轴线的平行度误差	deviation error of axes

**第十一章**

键	key
普通平键	prismatic key
花键	spline
矩形花键	rectangular spline
渐开线花键	involute spline
内花键	internal spline
外花键	external spline
大径定心	major diameter centering
小径定心	minor diameter centering
齿侧定心	tooth profile centering

**第十二章**

尺寸链	dimensional chain
装配尺寸链	assemble dimensional chain

零件尺寸链	dimensional chain of machinery parts
工艺尺寸链	technological dimensional chain
线性尺寸链	linear dimensional chain
平面尺寸链	planar dimensional chain
空间尺寸链	spacewise dimensional chain
封闭环	closing link
组成环	consisting link
增环	increasing link
减环	decreasing link
传递系数	scaling factor
补偿环	compensating link
完全互换法	complete interchangeable method
大数互换法	statistical interchangeable method
分组法	dividing group method
修配法	assembly repairing method
调整法	assembly adjusting method

#### 四、主要参考文献

- [1] GB/T 3935.1—1996 标准化和有关领域的通用术语 第1部分:基本术语. 北京:中国标准出版社,1996
- [2] GB321—80 优先数和优先系数. 北京:中国标准出版社,1981
- [3] GB6093—85 量块. 北京:中国标准出版社,1986
- [4] JJG146—94 量块检定规程. 北京:中国计量出版社,1995
- [5] JJG1001—91 通用计量名词及定义. 北京:中国计量出版社,1991
- [6] GB/T 1800.1—1997,1800.2、1800.3—1998,1800.4—1999,1801—1999 极限与配合. 北京:中国标准出版社
- [7] GB/T 1804—92 一般公差 线性尺寸的未注公差. 北京:中国标准出版社,1992
- [8] JB/Z144—79 配制配合. 北京:中国标准出版社,1980
- [9] GB/T 1182—1996 形状和位置公差 通则、定义、符号和图样表示方法. 北京:中国标准出版社,1997
- [10] GB/T 1184—1996 形状和位置公差 未注公差值. 北京:中国标准出版社,1997
- [11] GB/T 4249—1996 公差原则. 北京:中国标准出版社,1997
- [12] GB/T 16671—1996 形状和位置公差 最大实体要求、最小实体要求和可逆要求. 北京:中国标准出版社,1997
- [13] GB 1958—80 形状和位置公差 检测规定. 北京:中国标准出版社,1980
- [14] GB 3505—83 表面粗糙度 术语 表面及其参数. 北京:中国标准出版社,1984
- [15] GB/T 131—93 机械制图 表面粗糙度、符号、代号及其注法. 北京:中国标准出版社,1994
- [16] GB/T 1031—1995 表面粗糙度 参数及其数值. 北京:中国标准出版社,1995
- [17] GB/T 275—93 滚动轴承与轴和外壳的配合. 北京:中国标准出版社,1993
- [18] GB/T 307.1—94 向心轴承 公差. 北京:中国标准出版社,1994
- [19] GB/T 307.3—1996 滚动轴承一般技术要求. 北京:中国标准出版社,1996

- [20] GB/T 4604—93 滚动轴承 径向游隙. 北京:中国标准出版社,1994
- [21] GB 1957—81 光滑极限量规. 北京:中国标准出版社,1981
- [22] GB/T 3177—1997 光滑工件尺寸的检验. 北京:中国标准出版社,1997
- [23] JB/Z181—82 GB3177—82《光滑工件尺寸的检验》使用指南. 北京:中国标准出版社,1983
- [24] GB11334—89 圆锥公差. 北京:中国标准出版社,1990
- [25] GB12360—89 圆锥配合. 北京:中国标准出版社,1991
- [26] GB/T 14791—93 螺纹术语. 北京:中国标准出版社,1994
- [27] GB192—81 普通螺纹 基本牙型. 北京:中国标准出版社,1981
- [28] GB197—81 普通螺纹 公差与配合. 北京:中国标准出版社,1981
- [29] JB2886—92 机床梯形螺纹丝杠、螺母技术条件. 北京:机械工业出版社,1992
- [30] GB/T 17587—1998 滚珠丝杠副. 北京:中国标准出版社,1999
- [31] GB10095—88 渐开线圆柱齿轮精度. 北京:中国标准出版社,1990
- [32] GB1095—79 平键 键和键槽的剖面尺寸. 北京:中国标准出版社,1980
- [33] GB1144—87 矩形花键 尺寸、公差和检验. 北京:中国标准出版社,1988
- [34] GB/T 3478—1995 圆柱直齿渐开线花键. 北京:中国标准出版社,1996
- [35] GB5847—86 尺寸链 计算方法. 北京:中国标准出版社,1987
- [36] 田克华. 互换性与测量技术基础. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,1996
- [37] 龚淮义. 机械设计课程设计图册. 北京:高等教育出版社,1994
- [38] 费业泰. 误差理论与数据处理. 北京:机械工业出版社,1981
- [39] 王承纲. 量块检定参考资料. 北京:中国计量出版社,1982
- [40] 詹昭平、常宝印、明翠新. 渐开线花键标准应用手册. 北京:中国标准出版社,1997
- [41] 甘永立、吕林森. 公差原则与几何精度设计. 北京:国防工业出版社,1989
- [42] 甘永立. 形状和位置误差检测. 北京:国防工业出版社,1995

## 第五版前言

《几何量公差与检测》课程即《互换性与测量技术基础》课程,是机械类各专业的一门重要技术基础课。

根据机械工业部教育局 1982 年高字第 17 号文、1987 年教学便字第 0005 号文和国家机械工业委员会教育局 1987 年第 050 号文的指示,上海科学技术出版社分别于 1985 年出版了《几何量公差与检测》基本教材、1987 年出版了《几何量公差与检测习题试题集》辅助教材、1989 年出版了《几何量公差与检测实验指导书》辅助教材。该基本教材业已再版三次,该题集也已再版三次,该实验指导书已再版一次。此外,吉林省教育音像制品出版社于 1992 年出版了《几何量公差与检测实验教学指导》录像教材。

《几何量公差与检测》(第二版)基本教材于 1992 年获第二届全国高等学校机电类专业优秀教材二等奖。《几何量公差与检测实验教学指导》录像教材于 1993 年获第二届吉林省普通高等学校优秀教学成果二等奖。

经过近四年教学的实践和本学科的发展,我协作组决定出版第五版《几何量公差与检测》基本教材,以进一步满足教学的需要。第五版教材系按照机械工业部部属高等院校《几何量公差与检测》课程协作组 1982 年 9 月制定的教学大纲和高等工业学校《互换性与测量技术基础》课程教学指导小组 1990 年 10 月审定的本课程教学基本要求编写的,对第四版教材的内容作了颇多的更新,对本书的编排也作了改进,便于自学。

本书采用我国新的公差标准来撰写,各章均有应用实例,并以一种通用机器——圆柱齿轮减速器的主要零件齿轮轴、输出轴、齿轮、箱体、端盖、轴套等各项公差的确定贯穿全书始终。这就为机械设计课程设计打下一定的基础。此外,本书各章的内容保持其独立性和系统性,各章之间也保持联系;同一范畴(章)的内容中的必讲内容和选讲内容分节撰写,以适应不同专业教学的需要。

考虑到业已出版本课程的实验指导书,本书就不重复典型计量器具的原理、结构和使用等内容。

为巩固课堂教学效果,配合教学的需要,本书酌量编写了各章习题(一部分习题附有答案)并附录讲课、解题所需要的各个公差表格。

第一、二、三、四、五版教材均由吉林工业大学(现名吉林大学)甘永立主编。第五版教材的作者如下:第一、四、七等 3 章甘永立,第二章西安理工大学乔卫东、忻忠英,第三章吉林工业大学陈晓华,第五章沈阳工业大学金嘉琦,第六章合肥工业大学沈维蕾、柴畅,第八章吉林工业大学方亚彬,第九、十二两章北京印刷学院石绍春,第十章沈阳工业大学傅景顺,第十一章武汉汽车工业大学(现名武汉理工大学)傅凤岚。

本书在编写过程中得到原机械工业部部属高等院校的帮助和支持,谨在此表示感谢。

由于我们的水平所限,书中难免存在缺点和错误,欢迎广大读者批评指正。

《几何量公差与检测》课程协作组

2001 年 2 月